



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

**Diseño de precalentador de aire por gases residuales para
reducir el consumo de combustible en motor de combustión
internavehicular**

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

Ingeniero Mecánico Electricista

AUTORES:

Iglesias Tesen, Jonathan Sebastián (ORCID: 0000-0003-1729-0457)

Vargas Quilcate Luis Edir (ORCID: 0000-0002-7889-322X)

ASESOR:

MSc. Ing. Martín Sifuentes Inostroza (ORCID: 0000-0001-8621-236X)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE SISTEMAS ELECTROMECAÑICOS

Trujillo – Perú

2021

DEDICATORIA

Dedico esta tesis a DIOS por guiarme en todo momento, por las fuerzas que me da cada día, gracias Padre celestial por darme vida y salud para cumplir con mis objetivos.

A mis padres Sebastián y Matilde por haberme inculcado buenos valores y principios, a mi hijito Alesso por ser el motor y motivo para seguir superándome cada día.

Jonathan Sebastián Iglesias Tesen

Este trabajo está dedicado a DIOS por ser el dador de la vida, a mi familia por el apoyo en toda la carrera universitaria y por su aporte moral a mi formación profesional.

A mis padres Emilio, Victoria y mis hijos quienes son mi principal motivación para seguir con el objetivo de desarrollarme profesionalmente.

Luis Edir Vargas Quilcate

AGRADECIMIENTO

Agradezco a DIOS por ser el dador de la vida, por guiarme por el buen camino y por permitirme culminar Satisfactoriamente uno de mis objetivos, de igual manera me gustaría agradecer a mis padres que siempre han estado a mi lado apoyándome en todo momento de mi vida.

Jonathan Sebastián Iglesias Tesen

Agradezco a Dios y mi familia, profesores y amigos que siempre a lo largo de mi camino me apoyaron y dieron fuerzas para poder culminar con éxito mi carrera universitaria.

Luis Edir Vargas Quilcate

Un agradecimiento muy afectivo a los docentes de nuestra universidad César Vallejo que nos apoyaron y exigieron al máximo a lo largo de nuestra carrera, en especial al ingeniero Martín Sifuentes Inostroza por su excelente dirección en el presente trabajo y su colaboración para guiar nuestras ideas en el desarrollo de esta tesis.

Los autores.

**El SEÑOR irá delante de ti; Él estará contigo, no te dejará ni te desamparará; no temas ni te acobardes.
(Deuteronomio 31:8)**

INDICE

Contenido

DEDICATORIA.....	1
AGRADECIMIENTO	2
INDICE.....	3
ÍNDICE DE TABLAS.....	5
ÍNDICE DE FIGURAS.....	6
RESUMEN	7
ABSTRACT:	8
I. INTRODUCCIÓN	9
II. MARCO TEÓRICO.....	¡Error! Marcador no definido.
III. METODOLOGÍA	33
3.1. Tipo y diseño de investigación	33
3.2. Variables y operacionalización	33
3.3. Población, muestra	34
3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos	34
3.5. Procedimientos	35
3.6. Método de análisis de datos	35
3.7. Aspectos éticos	36
IV. RESULTADOS.....	37
4.1. Evaluar el escenario actual de los motores de combustión interna vehicular.	37
4.1.1. Descripción de la unidad de análisis	37
Figura 13: Kía Picanto 1.2 CVVT Line (2017–2018)	37
4.1.3. Análisis de parámetros del motor de combustión interna	39
4.2.5. Potencia útil de los gases residuales del motor vehicular.	42
4.3. Dimensionar el calentador tubular de aire por gases residuales y seleccionar los accesorios térmicos del sistema de calentamiento.	44
4.4. Elaboración de un plan de mantenimiento para el pre calentador de aire por gases residuales.	54

4.5. Análisis del impacto medio ambiental	58
4.6. Análisis económico del diseño, construcción e implementación del pre calentador de aire por gases residuales	62
V. DISCUSIONES	65
VI. CONCLUSIONES	68
VII. RECOMENDACIONES	71
VII. REFERENCIAS	72
ANEXOS.....	74

ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 1 Valores de k para metales	17
Tabla 2 Valores de k para materiales aislantes	17
Tabla 3 Valores de k y C para gases	18
Tabla 4: Parámetros de operación del Motor de combustión interna Tico Daewoo, 48 CV..	38
Tabla 5: características dimensionales del tubo ASTM A 53 para calentador	48
Tabla 6: Propiedades termofísicas del gas residual en calentador, a temperatura media	50

ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura 1 Esquema de motor de combustión interna vehicular sin y con precalentamiento de aire para combustión.	10
Figura 2 Variación de la Temperatura en pared homogénea con caras paralelas.....	20
Figura 3 Variación de temperatura en pared no homogénea con caras paralelas.....	21
Figura 4 Variación de la temperatura en pared homogénea cilíndrica.....	22
Figura 5 Variación de la temperatura en pared no homogénea cilíndrica	24
Figura 6 Esquema de in intercambiador de calor vapores - líquido.	25
Figura 7 Esquema de un intercambiador de calor tipo líquido - líquido.....	25
Figura 8 Intercambiador de calor con placas:.....	26
Figura 9 Evolución de la temperatura de los agentes térmicos.....	27
Figura 10 Determinación de las diferencias de temperatura en caso de flujo de los agentes térmicos en equicorriente (a.) y contracorriente (b.).	29
Figura 11 Variación de la temperatura de los agentes térmicos en intercambiadores de calor en contracorriente para diferentes capacidades calóricas.....	30
Figura 12 Parámetros de cálculo de aislamiento térmico en tuberías	32
Figura 13: 1991 Daewoo Tico (KLY3) 0.8 (48 CV)	37
Figura 14 Ciclo teórico del motor de combustión interna, en ciclo Otto; en diagrama p-V. Elaboración propia	40
Figura 15 Ciclo teórico del motor de combustión interna, en ciclo Otto; en diagrama T-S. elaboración propia	40
Figura 16 resultados del balance de masa y energía en calentador de aire. Elaboración propia....	44
Figura 17 diagrama de temperaturas en calentador de aire por gas de escape. Elaboración propia	46
Figura 18 temperaturas entrada y salida de tubo de calentador. Elaboración propia	47
Figura 19 disposición rectangular de tubos en calentador, coeficientes para cálculo del número de Nusselt.	51
Figura 20 Vista lateral del calentador de aire por gases residuales. Elaboración propia	53
Figura 21: vista frontal del calentador, sin tapas	54
Figura 22: medidor de espesores con ultrasonidos.....	56
Figura 23: Stand de prueba de estanqueidad de precalentador de aire por aire comprimido.	57
Figura 24: Endoscopio industrial para inspecciones visuales en precalentador de aire.....	57
Figura 25: Limpieza mecánica de precalentador de aire por gases residuales.....	58

RESUMEN

Se presenta el trabajo de investigación de aprovechamiento del calor residual en gases de escape de un motor térmico alternativo, con el objetivo de reducir el consumo de combustible, y el costo de operación del motor, manteniendo los parámetros de diseño del ciclo termodinámico Otto, con el cual fue construido el motor térmico.

Luego de presentar la descripción del motor térmico, dada por el fabricante, se hizo una prueba de la marcha, a media velocidad, 70 km/h, desarrollando una potencia de aproximadamente 48 kw, obteniéndose una temperatura de 458 °C.

Se continuó con un balance de masa y energía, hallando los flujos de gases, aire y combustible, así como sus parámetros termodinámicos del ciclo Otto, el rendimiento teórico alcanzó un valor de 58%.

Se continuó con el diseño de un calentador del aire para combustión por gases residuales, resultando un calentador de coraza y tubo de 17 kw de capacidad de transferencia de calor.

Para su implementación se debe invertir 7400 soles, este monto retornará en 7 meses, lo cual resulta atractivo.

El análisis de impacto medio ambiental indica que existe una reducción importante de gases contaminantes al medio ambiente, de más de 20,000 kg/mes, siendo una ventaja competitiva importante.

Palabras clave:

Calentador de aire por gases, impacto medio ambiental, motor de combustión interna.

ABSTRACT:

The research work on the use of residual heat in exhaust gases of an alternative thermal engine is presented, with the aim of reducing fuel consumption and the cost of operating the engine, maintaining the design parameters of the Otto thermodynamic cycle, with which was built the heat engine.

After presenting the description of the heat engine, given by the manufacturer, a test of the march was made, at half speed, 70 km / h, developing a power of approximately 48 kW, obtaining a temperature of 458 °C.

A mass and energy balance was continued, finding the gas, air and fuel flows, as well as their thermodynamic parameters of the Otto cycle, the theoretical yield reached a value of 58%.

The design of an air heater for combustion by residual gases was continued, resulting in a shell and tube heater with a 17 kW heat transfer capacity.

For its implementation, 7400 soles must be invested, this amount will return in 7 months, which is attractive.

The environmental impact analysis indicates that there is a significant reduction in polluting gases to the environment, of more than 20,000 kg / month, being an important competitive advantage.

Keywords:

Gas air heater, environmental impact, internal combustion engine

I. INTRODUCCIÓN

El transporte es el principal consumidor de energía no renovable, el combustible que se utiliza proviene principalmente del uso de motores de combustión interna alternativos, que consumen un combustible derivado del petróleo; por lo que, es importante ofrecer una alternativa de mejora energética para el transporte, como puede ser el precalentar el aire de combustión.

Los Motores de combustión interna alternativos (MCIA), ocupan la mayor parte del transporte terrestre, así como en plantas industriales y productoras de energía. La razón de uso recae en su rendimiento mayor al promedio, potencia específica elevada, versatilidad en el uso de diferentes tipos de combustibles y su uso en diferentes configuraciones. Los combustibles antes mencionados suelen tener presentaciones líquidas como gaseosas, siendo su materia prima el petróleo (F. Payri y J. M. Desantes, 2015).

Los gases de escape, con sustancias contaminantes, es un problema mundial, razón por la cual se han implementado leyes y regulaciones para controlar su emisión. Esto ha generado una mejora importante en la tecnología automotriz, en especial de los motores, logrando entrar en los estándares internacionales. Los principales elementos nocivos en los gases de escape son el dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), dióxido de azufre (SO_2), óxidos de nitrógeno (NOX) e hidrocarburos (HC), (M. Rafael y A. Hernández, 2014).

A nivel nacional, se reporta que, debido a la problemática ambiental por las emisiones gaseosas, se requiere diseños, planes de acción y una normativa para regular el control de las emisiones de fuentes móviles, a formularse sobre la base de las capacidades de monitoreo, y crear una mejor calidad del combustible y así detener que la calidad del aire se deteriore y así evitar la contaminación de la ciudadanía en general (M. Quispi y M. Sauñe, 2017).

La ciudad de Trujillo posee uno de los parques automotores más importantes del Perú, con aproximadamente 360 000 vehículos con una tasa de crecimiento de 6% al año. Asimismo, hemos identificado que el mercado trujillano está segmentado por autos de alta gama (15%) uso particular (45%) y para

servicio público y privado (35%) esto implica un aumento constante de combustible, mucho más si trabajan con baja eficiencia, además la contaminación ambiental es de cuidado, es decir, si no se mejora el rendimiento se trabaja con costos elevados y alta contaminación.

En la actualidad, en su gran mayoría, los motores de automóviles no cuentan con sistemas de precalentamiento del aire de combustión, y los que sí tienen solamente lo precalientan en pocos grados de temperatura, de 5 a 6 °C, porque los intercambiadores son de muy poca capacidad, utilizan el calor en el medio ambiente del motor, mas no el calor útil de los gases de escape.

Esta situación se traduce en un bajo rendimiento del motor, aumentando el consumo de combustible y de los costos de transporte, debido a que en invierno operan con temperaturas bajas de hasta 15°C, en verano mejorando un poco, con temperatura media de 26°C.

Por lo expuesto, se propone el diseño de un pre calentador de aire por gases residuales de un motor, bajo el ciclo de Otto, con el objetivo de aumentar la temperatura del aire y aumentar el rendimiento, reduciendo el consumo de combustible, costos e impacto medio ambiental al reducirse la emisión de gases contaminantes a la atmósfera, como se presenta en la figura 1.

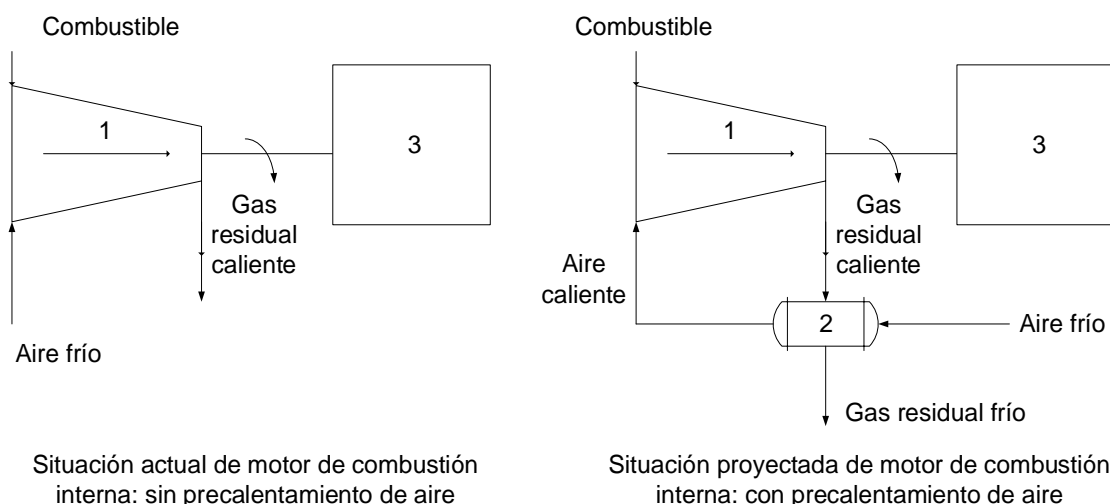


Figura 1 Esquema de motor de combustión interna vehicular sin y con precalentamiento de aire para combustión.

Definida la problemática, entonces, se procedió a *formular el siguiente problema*: ¿De qué manera se podrá reducir el consumo de combustible en un motor de combustión interna vehicular y la emisión de gases contaminantes?

La formulación del problema precedente, nos conduce a plantear la siguiente *Hipótesis* de estudio: Mediante la aplicación de un pre calentador de aire por gases de escape, sí se podrá reducir el consumo de combustible en un motor de combustión interna vehicular y la emisión de gases contaminantes.

Debido a que la presente investigación está basada en el diseño, modelamiento y simulación, su aplicación obedece a las justificaciones siguientes: a) Metodológicamente, en el sentido que se tendrá un procedimiento para el diseño de un intercambiador de calor de aire por gases residuales de combustión, con sus detalles constructivos y operativos; b) Económicamente, ya que con un buen diseño y posterior construcción e implementación del pre calentador de aire por gases residuales para el motor vehicular, se reducirá el consumo de combustible, debido al incremento del rendimiento de la combustión; c) Tecnológicamente, de acuerdo al avance actual, se tendrá un motor térmico asistido por un pre calentador de aire, similar al incluido en algunos vehículos de alta gama que cuentan con estructuras complicadas de intercambiadores de calor y que no justifican el aprovechamiento al máximo de los gases de escape; d) Ambientalmente, se reduce el daño a la capa de ozono de nuestra atmósfera, porque al aplicar el diseño propuesto a motores de este tipo, se evitarán emanaciones en gran escala de monóxido de carbono hacia el medio ambiente, asimismo se reflejará el aprovechamiento como vínculo térmico al reducir en gran medida la evacuación de gases.

Una vez planteadas las justificaciones de esta investigación, se procedió a determinar los objetivos del estudio.

El objetivo General de la investigación es Diseñar el pre calentador de aire por gases residuales para reducir el consumo de combustible en un motor de combustión interna vehicular, para su posterior construcción e implementación.

Los Objetivos específicos son: i) Evaluar el escenario actual de los motores de combustión interna vehicular; ii) Identificar el equipo calentador

tubular de aire por gases residuales, determinar la potencia útil de los gases residuales del motor vehicular; iii) Diseñar y dimensionar el calentador tubular de aire por gases residuales y seleccionar los accesorios térmicos del sistema de calentamiento. iv) Elaborar un plan de mantenimiento para el pre calentador de aire por gases residuales; v) Establecer el análisis de impacto ambiental por reducción de emisiones de gases contaminantes; vi) Determinar mediante un análisis económico del diseño e implementación del equipo, la inversión, beneficios económicos, costos de mantenimiento y de operación.

II. MARCO TEÓRICO.

Respaldando a lo planteado en la Introducción del estudio, a continuación, se procedió a presentar algunos estudios previos como antecedentes con respecto al tema:

Así, Huamancayo Inga Cristian, (2017); realizó un estudio técnico comparativo entre los combustibles Diésel y GLP para perfeccionar la eficiencia en la empresa industrial. El autor opta por usar el método indirecto, el cual implica calcular los 6 tipos de pérdidas energéticas que se encuentran en el hogar térmico, obteniendo el rendimiento de la caldera trabajando en dos tipos de combustible (Diésel y GLP), de esta manera se podrá definir cuál combustible es el más eficiente para trabajar en el hogar térmico.

En los resultados se apreció que el rendimiento total de la caldera trabajando con Diésel es del 82.1859% y con GLP es de 87.0769%, se confirma que la caldera trabajando con GLP es más eficiente que trabajando con el Diésel, el autor menciona que el cambio de combustible por GLP implicaría un funcionamiento de la caldera más ecológico, puesto que las emisiones son menos perjudiciales en comparación con el Diésel.

Néstor J. Mariani, Roberto Pereiras, Sergio D. Keegan y Guillermo F. Barreto, (2017); presentaron un estudio térmico y fluido dinámico de una estufa a gas natural. El estudio se centra en aprovechar la entalpía de los gases residuales de la combustión en la estufa para calentar el aire de ingreso a la combustión con la ayuda de un dispositivo de recuperación de calor, de esta manera mejoraría el rendimiento térmico del proceso y por consiguiente disminuirá el consumo específico del combustible en el sistema. Los autores encontraron que la temperatura de salida de los gases residuales es mayor a los 400 °C y un exceso de aire del 20-30% que puede ser considerado razonable, con estos datos es viable la opción de diseñar e instalar un sistema de recuperación de calor vertical, lo cual permite recuperar un 50% de la entalpía de los gases residuales en combustión y aumentando su eficiencia térmica del sistema.

Similarmente, J.J. Marín–Hernández, M.L. González–Petit Jean y O.M. Cruz–Fonticiella, (2008); encontraron un diseño óptimo para un calentador de aire tubular vertical, el cual es utilizado para mejorar la eficiencia de calderas en empresas azucareras. Se describió una función para relacionar el costo total con las irreversibilidades causadas por variaciones de temperaturas y caídas de presión, todo ligado a la geometría del calentador.

Como método, se determinan los parámetros geométricos óptimos a partir de una estrategia termo económica local de optimización, basada en los costos de producción asociados a las irreversibilidades totales. La optimización geométrica de los calentadores de aire, idealmente debería llevarse a cabo en interacción termo económica con el resto de los elementos de la caldera, lo cual sería un procedimiento demasiado complejo.

Los Calentadores de Aire (CA) tubulares verticales de tres pasos, donde los gases circulan por el interior de los tubos y el aire realiza tres pasos en flujo cruzado a contracorriente, son equipos tradicionalmente utilizados como recuperadores de calor en calderas instaladas en ingenios azucareros; sin embargo, su diseño obedece sólo a criterios técnico–económicos basados en el primer principio de la termodinámica.

También, M. Lapuerta, O. Armas, Agudelo y C. Sánchez, (2006); estudiaron el efecto de la altitud relacionada con la potencia en motores de aspiración natural y turbo sobrealimentados sin sistemas correctores, según la presión ambiental. Los autores señalaron que la altitud sobre el nivel del mar tiene un notable efecto sobre la densidad del aire y su composición. Dado que los motores de combustión interna tienen sistemas de admisión y de inyección de combustible volumétricos, la altitud modifica el ciclo termodinámico de operación, y en consecuencia las prestaciones, así como las condiciones locales de combustión, y por tanto la formación de contaminantes. Obtuvieron, asimismo, una expresión para calcular el incremento de relación de compresión del turbo grupo, necesario que evita pérdida de potencia al aumentar la altitud. Según los autores, la disminución de la presión y la temperatura atmosférica afecta a la densidad del aire y su composición, y en consecuencia, al desempeño de toda máquina térmica. Este problema es más acentuado en motores de combustión interna alternativos.

A continuación, establecemos conceptos que refuerzan la formalización, desarrollo y comprensión del presente estudio y son las teorías relacionadas al tema:

La Transferencia de calor por conducción unidimensional, es la transmisión del calor entre dos cuerpos o por un cuerpo, llamada también Termo cinética, es la rama de la ciencia de la Termodinámica, que estudia el modo como se propaga el calor desde un cuerpo, o desde sus partes más calientes, a otro cuerpo o a sus partes más frías.

Cuando el calor pasa desde un cuerpo a otro, tiene lugar un intercambio de calor que cede cuando su temperatura se iguala.

Ejemplos de intercambiadores de calor: calderas de agua o vapor, condensadores, enfriadores, destiladores, torres de enfriamiento (F. Alexe, 2013). Los diversos modos de transmisión del calor son la transferencia de calor cubre tres formas elementales diferentes: conducción, convección y radiación.

La Transferencia De Calor Por Conducción, es el fenómeno de paso directo del calor entre las partículas de un cuerpo que están en contacto directo. Ella se debe a los movimientos térmicos de las moléculas o de los átomos del cuerpo respectivo, o a los movimientos de los electrones libres en el caso de los cuerpos metálicos.

En la práctica se encuentra el caso de la conducción térmica singular (unidimensional), es decir cuando el paso del calor no está acompañado de otro modo de transferencia de calor, como es el caso de la transferencia de calor entre dos caras de un cuerpo sólido, y el caso de la transferencia térmica compuesta, cuando el calor pasa tanto por conducción como también por otro modo – radiación o convección.

La transferencia de calor entre dos cuerpos o por un cuerpo, tiene lugar en régimen permanente (el calor intercambiado es constante en el tiempo) o en régimen transitorio (la condición anterior no se cumple).

En el régimen estacionario (permanente) de transferencia de calor, la temperatura de un punto cualquiera del sistema es constante en el espacio y en el tiempo:

$$\frac{\delta t}{\delta \tau} = 0; \quad t = \text{temperatura y } \tau = \text{tiempo.}$$

En el régimen transitorio, la temperatura de un punto es variable en el espacio y en el tiempo:

$$\frac{\delta t}{\delta \tau} \neq 0 \text{ (F. Alexe, 2013).}$$

Leyes Generales De La Transferencia De Calor Por Conducción.

El flujo unitario de calor, es el calor que atraviesa la unidad de superficie de un cuerpo en la unidad de tiempo. Notaciones:

S [m²]: Superficie por la cual tiene lugar el paso del calor

Q [W]: Flujo térmico que pasa por la superficie.

El flujo unitario térmico $q \left[\frac{W}{m^2} \right]$, cuya relación es:

$$q = \frac{Q}{S} \left[\frac{W}{m^2} \right], \left[\frac{kcal}{m^2 \cdot h} \right] \dots\dots\dots \text{(Ecuación 1)}$$

Las líneas de flujo térmico son aquellas por las cuales tiene lugar el paso del calor. Las líneas de flujo son normales a la superficie isotérmica del cuerpo considerado.

El flujo térmico unitario llamado también densidad del flujo térmico que atraviesa una superficie igual con la unidad (isotérmica o no), separada del cuerpo, alrededor de un punto de temperatura t, está dado por la ley de Fourier, cuya expresión es:

$$q = -k \frac{\delta t}{\delta n} \left[\frac{W}{m^2} \right]; \left[\frac{kcal}{m^2 h} \right] \dots\dots\dots \text{(Ecuación 2)}$$

En la cual: $\frac{\delta t}{\delta n}$ es el gradiente de temperatura en la dirección normal a dS, k es el factor de proporcionalidad (llamado coeficiente de conducción), que depende de la naturaleza del cuerpo por el cual pasa el calor y la temperatura t, siendo independiente del valor del gradiente de temperatura. La unidad de medida del coeficiente de conducción es W/m²*°C. Se determina experimentalmente para cada cuerpo en parte, pero en unos casos se puede determinar analíticamente (F. Alexe, 2013).

En las Tablas del 1 a 3, se presentan los valores del coeficiente de conducción k para materiales usuales. Para los cuerpos sólidos existe una proporcionalidad directa entre el valor del coeficiente de conducción térmica y el de conducción eléctrica. Para los metales aleados, las impurezas reducen mucho el valor de k correspondiente al metal puro (F. Alexe, 2013).

Tabla 1

Valores de k para metales (V. Athasanovici, 2014).

Material	Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Coeficiente de conducción $k \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$	Calor específico $[kJ/kg \cdot ^\circ C]$
Aceros no aleados	20	7800	53.5	0.460
	400	7800	42.5	0.627
Acero con 0.3, 0.5 Mo	20	7800	47.6	0.460
	500	7800	35.5	0.627
Aluminio	20	2700	204	0.879
	300	2700	233	1.025
Cobre	20	8900	384	0.398
	300	8900	366	0.419

Tabla 2

Valores de k para materiales aislantes (V. Athasanovici, 2014).

Material	Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Coeficiente de conducción $k \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$	Calor específico $[kJ/kg \cdot ^\circ C]$
Fibra de vidrio	20	20 - 25	0.04	0.84
	100	20 - 25	0.058	0.84
	200	20 - 25	0.093	0.84

Para gases se recomienda el uso de la siguiente relación:

$$k_T = k_0 \frac{1+C/273}{1+C/T} \sqrt{\frac{T}{273}}$$

En la cual los valores de k_0 (coeficiente de conducción térmica a 0°C) y de la constante C están dados en la tabla 3:

Tabla 3

Valores de k y C para gases (V. Athasanovici, 2014).

Gas	$k_0 [W/mK]$	$C [K]$
Aire	0,0242	125
Nitrógeno	0,0242	122
Dióxido de nitrógeno	0,0237	140
Oxido de carbono	0,0232	125
Hidrógeno	0,168	80
Oxígeno	0,0246	138

Para determinar la ecuación práctica de cálculo del flujo térmico que pasa por una pared (sólida, líquida o gaseosa) por conducción, se toma en cuenta la ecuación de Fourier:

$$dQ = -k \frac{dt}{dx} * ds [W] \dots\dots\dots \text{(Ecuación 3)}$$

En Técnica se encuentran en proporción de 90%, tres formas geométricas de cuerpos sólidos: Pared Plana con caras paralelas, homogénea, con una superficie grande en la dirección x , en comparación con las superficies en dirección y y z , pared cilíndrica (vacía en interior), homogénea, de longitud grande (conductos circulares), pared esférica homogénea.

Teniendo en cuenta las hipótesis hechas (una superficie grande en comparación con las otras, longitud grande del conducto), se puede considerar que el flujo térmico es unidireccional, es decir pasa solamente en la dirección x (para la pared plana) o en dirección radial (para conductos y esferas) (F. Alexe, 2013).

La Conducción del Calor a Través de Pared Plana Simple, con caras paralelas, homogénea, con la superficie grande en la dirección x , en comparación con las de la dirección y y z el paso del calor tiene lugar en régimen permanente, significa que las temperaturas t_1 y t_2 de las dos caras de la dirección x son las mismas en cualquier punto suyo y constantes en el tiempo.

Se conocen las dimensiones geométricas de la pared: la superficie S (m^2), el espesor δ (m), así como la naturaleza de la pared, que permite hallar en tablas o por cálculo el valor del coeficiente de conducción térmica k , en $w/(m.K)$ (V. Athasanovici, 2014).

La ley de Fourier expresa el flujo térmico unitario que pasa en la dirección x :

$$q = -k \frac{dt}{dx} \dots\dots\dots \text{(Ecuación 4)}$$

Integrando y separando las variables, K no depende de la temperatura:

$$dt = -\frac{q}{k} dx \rightarrow t_x = -\frac{q}{k} x + C$$

Pasando a las condiciones al límite para $x = 0$ y $x = \delta$, donde la temperatura de la pared es t_1 y respectivamente t_2 ; resulta:

$$t_2 = -\frac{q}{k} \delta + C \rightarrow t_1 = C$$

Restando estos dos términos se obtiene:

$$q = \frac{k}{\delta} (t_1 - t_2) = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\delta}{k}} \left[\frac{W}{m^2} \right] \dots\dots\dots \text{(Ecuación 5)}$$

La relación δ/k juega el rol de una resistencia térmica R_t , y por consiguiente, la magnitud del flujo unitario dependerá de su valor. (V. Athasanovici, 2014).

La Variación de la temperatura en la pared para $k = \text{constante}$, está dada por la relación:

$$t_x = -\frac{q}{k} x + t_1 \dots\dots\dots \text{(Ecuación 6),}$$

la cual es lineal; sin embargo, k es una función de temperatura en la relación del flujo unitario, el valor que debe ser introducido debe ser:

$$k_m = \frac{1}{t_1 - t_2} \int_{t_1}^{t_2} k dt \dots\dots\dots \text{(Ecuación 7)}$$

Como en general la función $k(t)$ es lineal de la temperatura, de la forma:

$$k = a + b.t. \dots\dots\dots \text{(Ecuación 8)}$$

Se puede tomar para k_m la media aritmética de los valores de k correspondientes a las temperaturas t_1 y t_2 :

$$k_m = \frac{k_{t_1} + k_{t_2}}{2}; \quad y, \quad q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\delta}{k_m}} \quad (\text{V. Athasanovici, 2014})$$

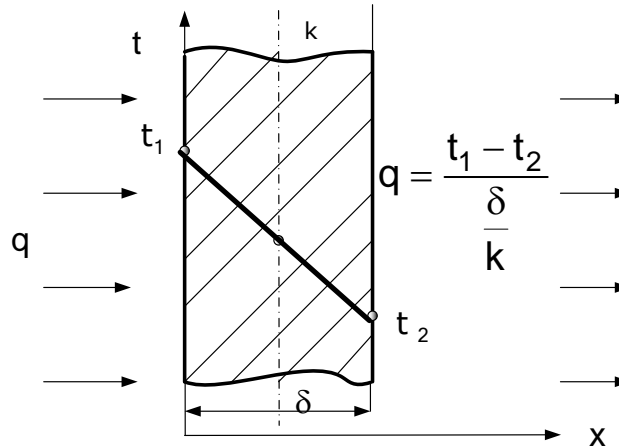


Figura 2 Variación de la Temperatura en pared homogénea con caras paralelas.

La conducción a través de paredes planas múltiples, en el caso de las paredes compuestas de varias capas homogéneas (figura 2) el problema se resuelve idénticamente. Considerando una pared compuesta de tres capas de espesores $\delta_1, \delta_2, \delta_3$, de materiales con coeficientes de conducción térmica k_1, k_2, k_3 , teniendo sobre las caras exteriores las temperaturas t_1 y t_2 , el flujo térmico unitario que pasa por cada capa en parte, en la dirección x es:

$$q_1 = \frac{k_1}{\delta_1}(t_1 - t_x); \quad q_2 = \frac{k_2}{\delta_2}(t_x - t_y); \quad q_3 = \frac{k_3}{\delta_3}(t_y - t_2)$$

Como se ha admitido por hipótesis que el flujo de calor es unidireccional, significa que: $q_1 = q_2 = q_3 = q$, es decir el flujo unitario de calor es el mismo en cada pared plana y que las caídas de temperatura en las capas son:

$$t_1 - t_x = q \frac{\delta_1}{k_1}, \quad t_x - t_y = q \frac{\delta_2}{k_2}, \quad t_y - t_2 = q \frac{\delta_3}{k_3}$$

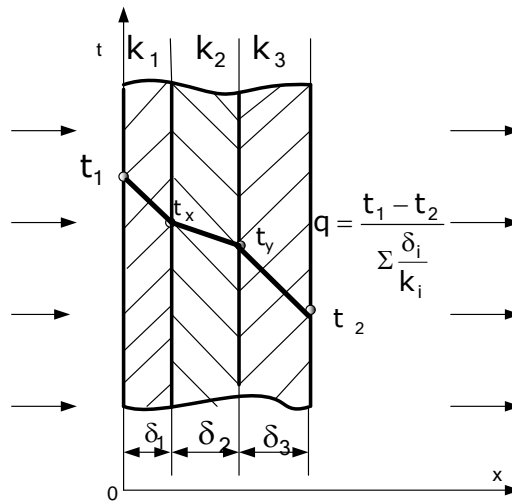


Figura 3: Variación de temperatura en pared no homogénea con caras paralelas.

La caída de temperatura en una pared homogénea, es directamente proporcional con la resistencia térmica δ/k .

Sumando:

$$t_1 - t_2 = q \left[\frac{\delta_1}{k_1} + \frac{\delta_2}{k_2} + \frac{\delta_3}{k_3} \right] \dots\dots\dots \text{(Ecuación 9);}$$

y,

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\left[\frac{\delta_1}{k_1} + \frac{\delta_2}{k_2} + \frac{\delta_3}{k_3} \right]} = \frac{t_1 - t_2}{\sum \frac{\delta_i}{k_i}} \left[\frac{W}{m^2} \right] \dots\dots\dots \text{(Ecuación 10)}$$

El flujo de calor a través de la pared será:

$$Q = q * S = \frac{t_1 - t_2}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{k_i}} * S[W] \dots\dots\dots \text{(Ecuación 11)}$$

Las temperaturas t_x y t_y desconocidas inicialmente, se determinan de las relaciones presentadas anteriormente

$$\begin{aligned} t_1 - t_x &= q \cdot \frac{\delta_1}{k_1} \quad \rightarrow \quad t_x = t_1 - q \cdot \frac{\delta_1}{k_1} \\ t_x - t_y &= q \cdot \frac{\delta_2}{k_2} \quad \rightarrow \quad t_y = t_x - q \cdot \frac{\delta_2}{k_2} = t_1 - q \left[\frac{\delta_1}{k_1} + \frac{\delta_2}{k_2} \right] \dots \text{(Ecuaciones 12)} \end{aligned}$$

La variación de la temperatura en cada capa, conociendo la temperatura de las caras laterales, es lineal (así como en el caso de la pared homogénea). (V. Athasanovici, 2014).

La conducción de calor a través de pared cilíndrica homogénea, de longitud grande. Los conductos (tuberías) se caracterizan en Técnica por el

diámetro interior y exterior d_1 , d_2 , y por la longitud L , en m. Por consiguiente, el flujo térmico unitario se reporta a 1 m de tubería de diámetro d_2/d_1 . En la figura 4 está representado un conducto de diámetros d_2/d_1 y longitud de 1 m. El flujo térmico unitario, transmitido solamente radial por la pared de la tubería de diámetro d_2/d_1 en longitud de 1 m, está dado por la ley de Fourier:

$$q = -k \frac{dt}{dr} S_{1m} \left[\frac{W}{m} \right] \dots\dots\dots \text{(Ecuación 13),}$$

En esta ecuación, $S_{1m} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot 1 \text{ [m}^2\text{]}$, entonces:

$q = -k \frac{dt}{dr} 2\pi r$, se obtiene por separación de las variables presuponiendo $k =$ constante: (V. Athasanovici, 2014).

Por lo tanto:

$$dt = -\frac{q}{2\pi k} \cdot \frac{dr}{r}; \text{ ó,}$$

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = -\frac{q}{2\pi k} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r};$$

De donde:

$$t_r = -\frac{q}{2\pi k} \ln r + C \dots\dots\dots \text{(Ecuación 14)}$$

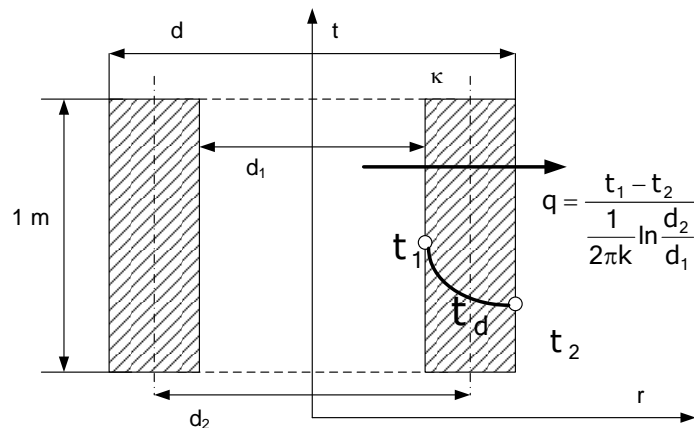


Figura 4: Variación de la temperatura en pared homogénea cilíndrica

Pasando a las condiciones al límite para r_1 y r_2 , donde las temperaturas son t_1 y t_2 , se obtiene:

$$t_1 = -\frac{q}{2\pi k} \ln r_1 + C; \quad t_2 = -\frac{q}{2\pi k} \ln r_2 + C \dots\dots\dots \text{(Ecuación 15)}$$

Para diferencias grandes de temperatura se introducirá k_m (ver el caso de la pared plana).

Restando:

$$t_1 - t_2 = \frac{q}{2\pi k} \ln \frac{r_2}{r_1} = \frac{q}{2\pi k} \ln \frac{d_2}{d_1};$$

El flujo térmico unitario (para 1 m de tubería) será:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{2\pi k} \ln \frac{d_2}{d_1}} \left[\frac{W}{m} \right] \dots\dots\dots (\text{Ecuación 16}),$$

Y la resistencia térmica, opuesta por la pared de la tubería al flujo térmico unitario será:

$$R_t = \frac{1}{2\pi k} \ln \frac{d_2}{d_1} \dots\dots\dots (\text{Ecuación 17}) \quad (\text{V. Athasanovici, 2014}).$$

Variación de la temperatura en la pared cilíndrica

Está dada por la relación obtenida anteriormente:

$$t_r = -\frac{q}{2\pi k} \ln r + C \dots\dots\dots (\text{Ecuación 18}),$$

En la cual: $C = t_1 + \frac{q}{2\pi k} \ln r_1$.

Entonces, reemplazando y procesando, se obtiene:

$$t_r = t_1 + \frac{q}{2\pi k} (\ln r_1 - \ln r_2),$$

Que es la variación exponencial simple (V. Athasanovici, 2014).

Conducción Térmica a Través de Tubería de Varias Capas

Es el fenómeno que se presenta en tuberías compuestas, presentada en la figura 5, siguiendo el mismo razonamiento como en el caso de la pared plana, se obtiene:

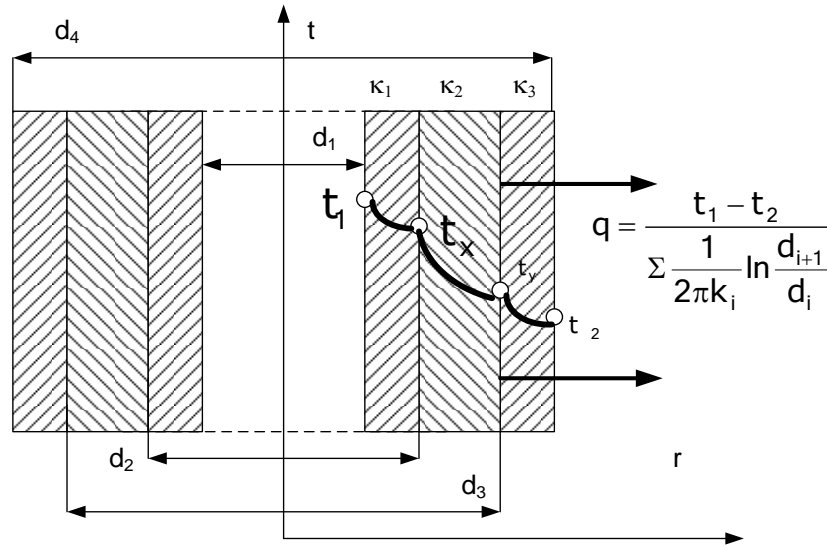


Figura 5: Variación de la temperatura en pared no homogénea cilíndrica

Caída de temperatura en cada capa cilíndrica

Es la curva de temperatura en función del radio de la tubería. Teniendo en cuenta que el régimen de transferencia es unidimensional:

$$t_1 - t_x = q \cdot \frac{1}{2\pi \cdot k_1} \ln \frac{d_2}{d_1}, \quad t_x - t_y = q \cdot \frac{1}{2\pi \cdot k_2} \ln \frac{d_3}{d_2}; \quad t_y - t_2 = q \cdot \frac{1}{2\pi \cdot k_3} \ln \frac{d_4}{d_3}.$$

Sumando resulta:

$$t_1 - t_2 = q \left[\frac{1}{2\pi \cdot k_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi \cdot k_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\pi \cdot k_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right] \dots \dots \dots \text{(Ecuación 19)}$$

Procesando se puede escribir la ecuación general: (V. Athasanovici, 2014)

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{2\pi \cdot k_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi \cdot k_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\pi \cdot k_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} = \frac{t_1 - t_2}{\sum \frac{1}{2\pi \cdot k_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} \left[\frac{W}{m} \right] \dots \dots \dots \text{(Ecuación 20)}$$

Flujo térmico total en paredes cilíndricas

$$Q = q \cdot L [W], \quad L = \text{longitud de la tubería cilíndrica.}$$

Las temperaturas desconocidas t_x , t_y etc., se determinan con las relaciones indicadas líneas arriba:

$$t_x = t_1 - q \cdot \frac{1}{2\pi \cdot k_1} \ln \frac{d_2}{d_1}; \quad t_y = t_x - q \cdot \frac{1}{2\pi \cdot k_2} \ln \frac{d_3}{d_2} \dots \dots \dots \text{(Ecuación 21)}$$

La caída de temperatura depende de la resistencia térmica de la capa, esta será con tanto mayor con cuanto la resistencia R_t sea más grande. En el interior de la

pared cilíndrica la temperatura varía en modo logarítmico con el radio. (V. Athasanovici, 2014).

Balance térmico de un intercambiador de calor

Los intercambiadores de calor son aparatos térmicos en los cuales tiene lugar la transferencia de calor desde un agente térmico primario a un agente térmico secundario. La energía térmica del agente térmico secundario es la que se utiliza en diferentes fines tecnológicos, de calentamiento, etc.

Los intercambiadores de calor son aparatos térmicos de formas constructivas y funcionales muy diversas. En la figura 6 está representado un intercambiador de calor vapores - líquido (de tipo condensador), en la figura 7, un intercambiador de calor líquido - líquido (de tipo hervidor), y en la figura 3 un intercambiador de calor con placas líquido-líquido (Carabodgean, 2015).

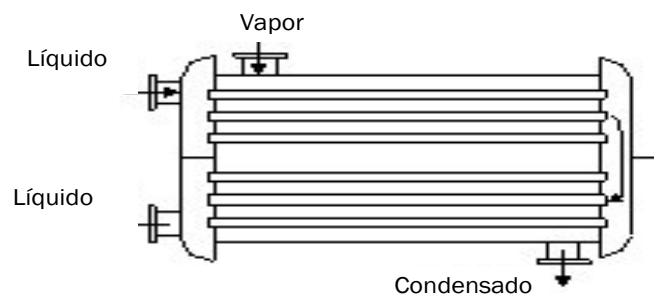


Figura 6 Esquema de un intercambiador de calor vapores - líquido.

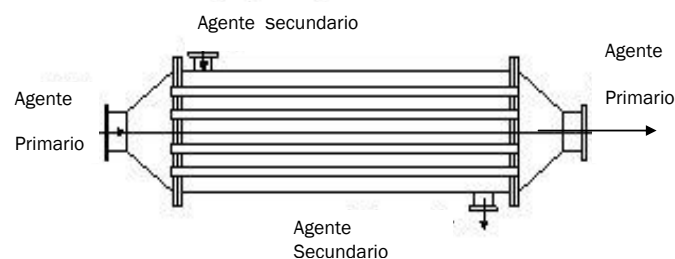


Figura 7: Esquema de un intercambiador de calor tipo líquido - líquido.

Los intercambiadores de calor con placas se utilizan mucho debido a la eficiencia mejorada de la transferencia de calor y de su grado de compactación (sus dimensiones son mucho más reducidas para el mismo flujo de calor transferido).

En la figura 8 en detalle: modo de estanqueidad entre placas, la presencia de billas entre placas permite evitar expulsar a las empaquetaduras en el caso de una presión elevada entre placas (Carabodgean, 2015).

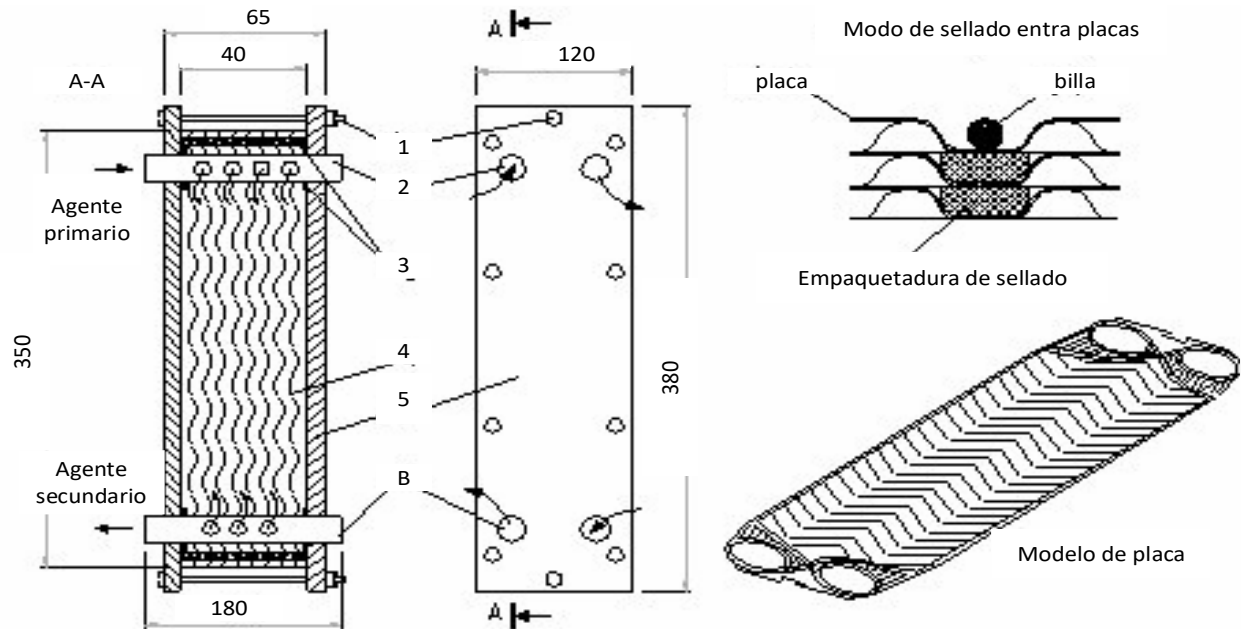


Figura 8 Intercambiador de calor con placas:

Cálculo térmico del Intercambiador de calor

Por efectuar un balance térmico real de un intercambiador de calor se persigue determinar el rendimiento térmico del mismo. Si no es el adecuado, se impone tomar medidas de mejoramiento (Carabodgean, 2015).

Ecuación general del balance térmico:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_{pma} \quad [W] \dots\dots\dots \text{(Ecuación 22)}$$

Donde:

- \dot{Q}_1 : Es el flujo de calor cedido por el agente térmico primario.
- \dot{Q}_2 : Es el flujo de calor recibido por el agente térmico secundario.
- \dot{Q}_{pma} : Es el flujo de calor perdido en el ambiente por radiación térmica y convección de la superficie exterior del intercambiador de calor, en W.

Rendimiento térmico del Intercambiador de calor

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} * 100 \quad [\%] \quad \dots\dots\dots \text{(Ecuación 23)}$$

Para determinar los flujos de calor de los agentes térmicos se considera el caso de un intercambiador de calor sin contacto directo, con cambio del estado de agregación del agente térmico primario, de vapor saturado a líquido, el agente térmico secundario es el agua (fig.9).

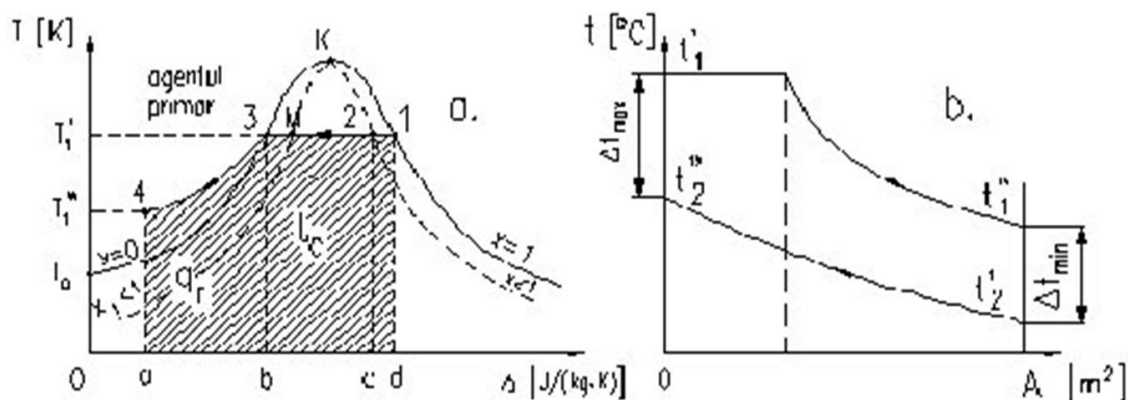


Figura 9: Evolución de la temperatura de los agentes térmicos.

Se considera que el agente térmico primario 1, pasa en el mismo aparato, del estado de vapores saturados secos (1) al estado de líquido (4) (fig.9, a.), en la porción (1,2-3), funcionando en régimen de condensación, y en la porción (3-4) en régimen de enfriamiento a $p = ct.$. El agente secundario 2, del estado inicial caracterizado por la temperatura t'_2 pasa al estado final caracterizado por la temperatura t''_2 (fig.9, b.). Se nota con el índice (1) el agente térmico primario y con el índice (2) el agente térmico secundario (Carabodgean, 2015).

$$\dot{Q}_1 = D_{m1}(l_c + q_r) = D_{m1} \left[l_c + \bar{c}_p * (t_3 - t_4) \right] = D_{m1}(h_1 - h_4) \quad [w] \quad \dots\dots\dots \text{(Ecuación 24)}$$

$$\dot{Q}_2 = D_{m2} * \bar{c}_p * (t''_2 - t'_2) = D_{m2} * (h''_2 - h'_2) \quad [w] \quad \dots\dots\dots \text{(Ecuación 25)}$$

En donde:

D_{m1} , D_{m2} , son los flujos másicos de los dos fluidos, en kg/s;

l_c , es el calor latente de condensación, en kJ/kg;

h_i , son las entalpías específicas de los agentes térmicos en los puntos considerados, a las temperaturas presentadas en la fig.9, en kJ/kg ;

t_i , es la temperatura en los puntos respectivos, en °C;

\bar{c}_p , es el calor específico a presión constante del agua, en kJ/(kg °K).

De las relaciones (24) y (25) resulta que los flujos térmicos de los dos agentes térmicos pueden ser determinados, ya sea conociendo sus entalpías en los puntos considerados, ya sea conociendo los calores másicos medios y a temperatura en los puntos considerados (Carabodgean, 2015).

Un caso más interesante representa la situación en la que el agente primario **1** está a la entrada en el aparato, bajo forma de vapores saturados húmedos con título $x_1 < l$ (fig.9, a), notado con **M**.

En este caso se debe determinar el título x_1 (en el laboratorio). entonces:

$$\dot{Q}_1 = D_{m1}(x_1 l_c + q_r) = D_{m1}[x_1 l_c + \bar{c}_p \cdot (t_3 - t_4)] = D_{m1}(h_M - h_4) \quad \dots(\text{Ecuación 26})$$

También es necesario que las medidas de flujo y de temperatura de los agentes térmicos sean hechas con alta precisión, pues en caso contrario, los resultados pueden tener errores (Carabodgean, 2015).

Si las mediciones se realizan con máxima precisión, se puede determinar el calor perdido al medio ambiente \dot{Q}_{pma} analíticamente con ayuda de la relación:

$$\dot{Q}_{pma} = \alpha \cdot S_e \cdot (t_p - t_{amb}) \quad [W] \quad \dots\dots\dots (\text{Ecuación 27})$$

Dónde:

α , es el coeficiente de convección, en W/(m².K);

S_e , es el área de la superficie exterior del aparato, en m²;

$t_p - t_{amb}$, temperatura media de la superficie exterior del aparato y del medio ambiente, en °C.

El coeficiente de convección libre se determina con:

$$h = \left\{ 2.80 \cdot \sqrt[4]{t_p - t_{amb}} + \frac{4.80}{t_p - t_{amb}} \left[\left(\frac{t_p + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{amb} + 273}{100} \right)^4 \right] \right\} \cdot 1.1628 \quad [W/(m^2.K)]$$

..... (Ecuación 28)

El coeficiente h se determina en función de t_p y t_{amb} con la relación (Ec.28), donde 2,8 y 4,8 son coeficientes establecidos para un intercambiador de calor teniendo la superficie cilíndrica exterior aislada térmicamente (en condiciones de aislamiento perfecto $Q_{pma} \cong 0$). (Carabodgean, 2015).

El flujo de calor:

$$Q_2 = k.A. \Delta t_m, \quad [W] \dots \dots \dots \text{(Ecuación 29)}.$$

En la cual:

k : es el coeficiente global de transmisión de calor desde el fluido **1** al fluido **2** por las paredes separadoras respectivas, en $W/(m^2.K)$;

A : área de la superficie de transferencia de calor del aparato, en m^2 ;

Δt_m : diferencia media logarítmica de temperatura entre los agentes térmicos, $^{\circ}C$.

Una verificación correcta de un intercambiador de calor se hace por la determinación cuanto más precisa del coeficiente de intercambio de calor, k .

La diferencia media logarítmica de temperatura en la circulación de los agentes térmicos en equicorriente o en contracorriente, se halla con la relación:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} [^{\circ}C] \dots \dots \dots \text{(Ecuación 30)}$$

Donde:

Δt_{\max} y Δt_{\min} son las diferencias de temperatura máxima y mínima, respectivamente, entre los agentes térmicos a la entrada y salida del aparato.

Para intercambiadores de calor en contracorriente, Δt_{\max} depende de la relación de las capacidades calóricas de los agentes térmicos (fig.10).

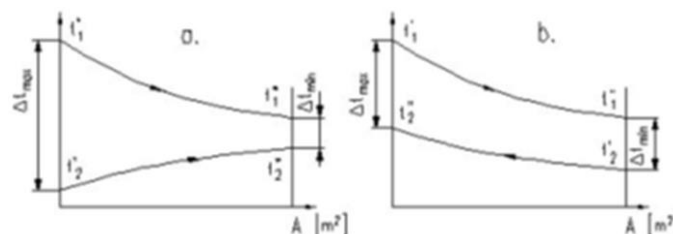


Figura 10: Determinación de las diferencias de temperatura en caso de flujo de los agentes térmicos en equicorriente (a.) y contracorriente (b.).

Para determinar con precisión \dot{Q}_2 con la relación (Ec.25), en el caso de un intercambiado de calor dado (la relación siendo dada para el caso general cuando el agente (2) cambia su estado de agregación), teniendo en cuenta también la relación (Ec.29) y (Ec.30), conociendo el valor de $A[m^2]$ se halla el valor de k , conforme a la relación de cálculo:

$$k = \frac{\dot{Q}_2}{A \cdot \Delta t_m} \left[\frac{w}{m^2 \cdot K} \right] \dots\dots\dots \text{(Ecuación 31).}$$

El valor de k se compara con los datos presentados en la tablas, donde está expresado en $kJ/(m^2.h.K)$ (I. Carabodgean, 2015).

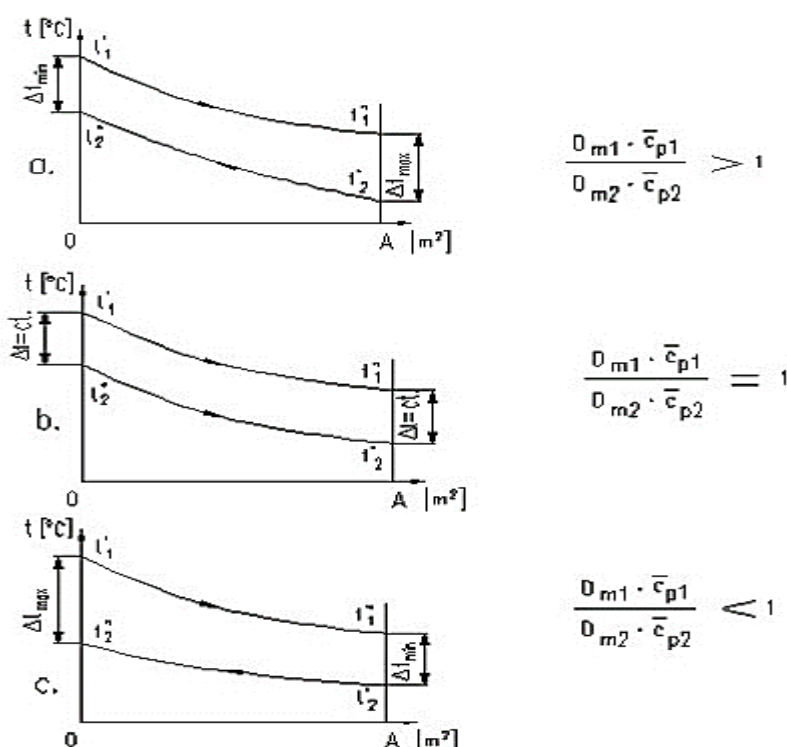


Figura 11 Variación de la temperatura de los agentes térmicos en intercambiadores de calor en contracorriente para diferentes capacidades calóricas.

Velocidad de circulación de los agentes térmicos en el aparato

La velocidad de flujo del agente térmico en el interior de los tubos se calcula con la relación:

$$u_i = \frac{1.27 \cdot D_{mi}}{\rho_i \cdot n \cdot d_i^2}, [m/s] \dots\dots\dots \text{(Ecuación 32)}$$

En la cual:

- D_{mi} , es el flujo másico del agente térmico, en kg/s ;

- ρ_i , es la densidad media en las condiciones de trabajo, en kg/m^3 ;
- n , es el número de tubos (correspondiente a un solo paso);
- d_i , es el diámetro interior de los tubos, en m;
- 1,27, es el coeficiente derivado de $4/\pi$.

La velocidad de flujo del agente térmico en el exterior de los tubos (a lo largo de los mismos) se determina con:

$$u_e = \frac{1.27 * D_{me} * z}{\rho_e * (D^2 - n * d_e^2)}, [\text{m/s}] \dots\dots\dots (\text{Ecuación 33})$$

Donde:

- D_{me} , es el flujo másico del agente térmico, en kg/s ;
- ρ_e , es la densidad promedio en las condiciones de trabajo, en kg/m^3 ;
- n , es el número de tubos (correspondientes a un solo paso);
- d_e , es el diámetro exterior de los tubos en m;
- Z , es el número de pasos (de cuántas veces el set de n tubos se dispone en la sección transversal del intercambiador de calor);
- D , es el diámetro interior de la carcasa cilíndrica del intercambiador de calor, en m.

(I. Carabodgean, 2015).

Disminución de temperatura en tubería desnuda:

Disminución específica de calor:

$$q_d = \frac{T_f - T_a}{\frac{1}{\pi d_1 h_1} + \frac{1}{2\pi k_1} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\pi d_2 h_2}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}}\right]$$

Pérdida total en tubería desnuda:

$$Q_{Td} = q_1 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}}\right) * L(\text{m})[\text{W}]$$

Beneficio térmico del aislante:

$$\eta_{aisl} = \frac{q_{desnuda} - q_{Aislada}}{q_{desnuda}}$$

Imponiendo valor al rendimiento del proceso, en tubería aislada se obtiene el valor del calor perdido:

$$q_{aisl} = (1 - \eta_{ais}) * q_{desnuda}$$

Disminución de calor en tubería con aislante térmico.

Disminución específica:

$$q_a = \frac{T_f - T_a}{\frac{1}{\pi d_1 h_1} + \frac{1}{2\pi k_1} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{2\pi k_2} \ln\left(\frac{d_3}{d_2}\right) + \frac{1}{\pi d_2 h_2}} \quad \left[\frac{W}{m}\right]$$

Disminución total de calor:

$$Q_{Ta} = q_{1a} * L [W]$$

Para encontrar el espesor del aislante: En la área de conducción térmica, en la pared del aislante: (I. Carabodgian, 2015)

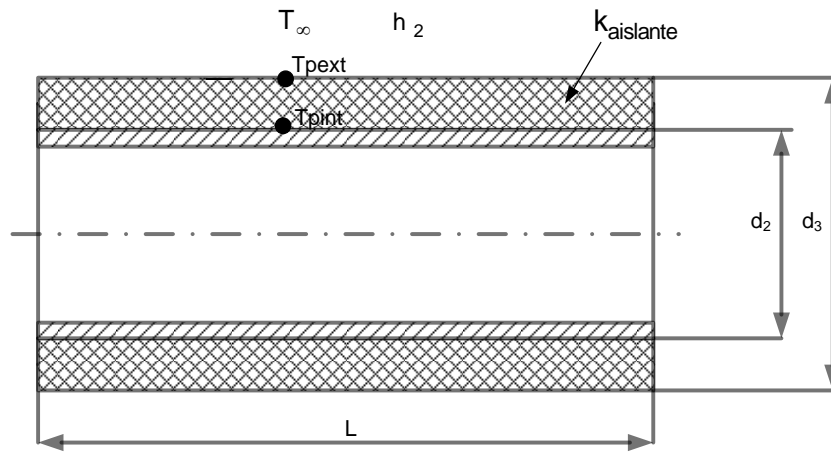


Figura 12 Parámetros de cálculo de aislamiento térmico en tuberías

$$q_{aislada} = \frac{T_{pext_pint}}{\frac{1}{2\pi k_2} \ln\left(\frac{d_3}{d_2}\right)} \left[\frac{W}{m}\right]$$

Procesando:

$$\ln\left(\frac{d_3}{d_2}\right) = \frac{T_{pext_pint}}{\frac{1}{2\pi k_2} q_{aislada}} \rightarrow \left(\frac{d_3}{d_2}\right) = e^{\frac{2\pi k_{aislante}(T_{pext_pint})}{q_{aislada}}}$$

Entonces:

$$\delta_{aislante} = \frac{d_3 - d_2}{2} \quad [mm]$$

Nota: La temperatura de la capa externa del aislante está en el rango de (30-40) °C.

III. METODOLOGÍA

3.1. Tipo y diseño de investigación

El diseño de investigación es del tipo **aplicada**, pues su principal objetivo es resolver problemas prácticos, con un margen de generalización limitado a un motor de combustión interna alternativo.

La investigación aplicada o tecnológica, se enfoca principalmente en brindar soluciones en beneficio de la sociedad, dado ello, este tipo de investigación permite utilizar conocimientos científicos para resolver problemas de producción en la industria o campo automotor (Ortiz, 2008).

La investigación es **de campo**, pues se hará la observación y medición en campo, es decir de medidas de los parámetros de operación del motor de combustión interna seleccionado.

3.2. Variables y operacionalización

Variable independiente:

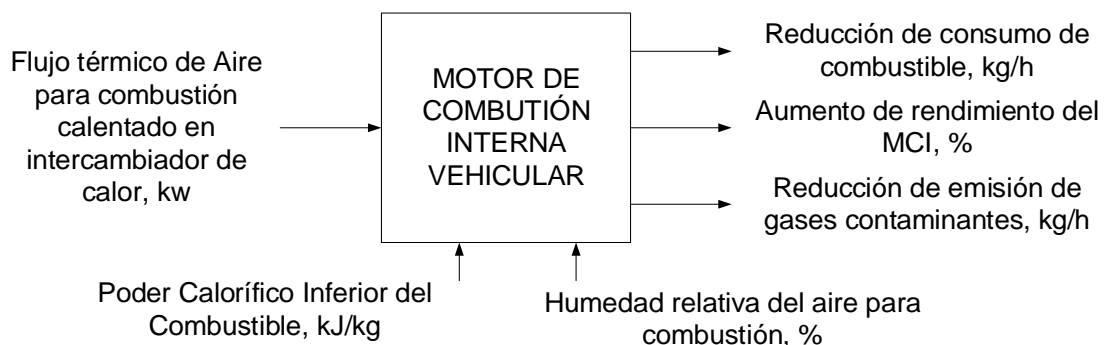
Potencia térmica de gases residuales de motor vehicular, kW.

Variable dependiente:

- Potencia térmica útil del calentador de aire por gases residuales,
- Rendimiento térmico del motor vehicular, %,
- Reducción de emisión de gases contaminantes, kg/h.

Variables intervinientes:

- Poder calorífico Inferior del combustible, kJ/kg
- Humedad relativa del aire para combustión, %



3.3. Población, muestra

3.3.1. Población: Motores vehiculares marca Kía Picanto 1.2 CVVT de 84 CV 2017-2018, de la región La Libertad.

3.3.2. Muestra: 2 Motores vehiculares marca Kía Picanto 1.2 CVVT de 84 CV

3.3.3. Muestreo: El muestreo fue intencionado, una vez que se obtuvo la muestra para el estudio y dado que ésta es idéntica a la población, no es necesaria la aplicación de método de muestreo alguno.

3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

3.4.1. Técnicas de recolección de datos:

- **Observación:** Se realizó del trabajo del motor de combustión interna vehicular, para determinar sus características de operación, determinar los parámetros de trabajo, como combustible, temperatura del aire.
- **Entrevistas:** Para conocer datos sobre el comportamiento del motor de combustión interna y de mantenimiento aplicado. Tomar conocimiento de particularidades operativas y constructivas el motor vehicular.
- **Encuestas:** De tipo técnico y de gestión, para conocer si se lleva registro de eficiencias y emisiones de gases al medio ambiente, y si hay planes del aprovechamiento de la energía contenida en el gas de escape del motor.
- **Análisis documental:** Lectura de información especializada sobre motores de combustión interna con recuperadores de calor, análisis de libros y publicaciones técnicas sobre motores de combustión interna y de transferencia de calor que ayuden a mejorar el enfoque de diseño de calentador de aire por gas residual.

3.4.2. Instrumentos de recolección de datos:

- Ficha de registro de datos de operación del motor de combustión interna.
- Hoja de entrevista.
- Hoja de encuestas.
- Hojas de registro de datos de mantenimiento del motor.
- Fichas bibliográficas y documentales.

3.5. Procedimientos

Se hicieron visitas al taller de reparación de motores, para observar el trabajo del motor en vacío y con carga, medir valores de parámetros de proceso, como consumo de combustible, temperatura de gases de combustión de escape, temperaturas del aire.

Se determinó el tipo de calentador de aire por gas residual vehicular, realizando el balance de masa y energía, para determinar las cuatro temperaturas que actuarán en el calentador, así como la potencia útil necesaria del calentador, también la desigualdad media logarítmica de temperatura, los coeficientes de transferencia de temperatura, y la superficie de transferencia de calor.

A continuación, procede a la discusión de resultados obtenidos, comparándolos con los de antecedentes similares y analizando la posibilidad de mejorarlos.

3.6. Método de análisis de datos

Se realizaron análisis descriptivos sobre el funcionamiento del motor, cuantitativos, para el proceso de diseño del calentador de aire por gas residual, definiendo el tipo de intercambiador de calor y sus características constructivas.

Se utilizaron técnicas de estadística descriptiva, para establecer los valores promedio de los parámetros medidos y establecer si hay tendencia, con estos valores se procederá a realizar el análisis de ingeniería propiamente dicho.

En el método analítico, aplicando las teorías de intercambio de calor se determinaron las potencias térmicas y parámetros del calentador, también se

hizo análisis de ingeniería económica financiero, para determinar la factibilidad de implementar el diseño del calentador de aire por gases.

3.7. Aspectos éticos

No hay plagio alguno en la información presentada, se respetará la propiedad intelectual de la información de terceros citándolos según norma ISO.

IV. RESULTADOS

4.1. Evaluar el escenario actual de los motores de combustión interna vehicular.

4.1.1. Descripción de la unidad de análisis

Se realizará el estudio en un motor Kía Picanto 1.2 CVVT de 84 CV.



Figura 13: Kía Picanto 1.2 CVVT Line (2017-2018)

Especificaciones claves Kía Picanto 1.2 CVVT Line (2017- 2018):

Tipo de carrocería: Turismo, 5 puertas, 5 plazas

Rendimiento:

- Velocidad máxima: 173 km/h
- Aceleración: 0-100 Km/h: 12.0 s. ; 60-100 Km/h: 11.9 s

Potencia Máxima: 84 / 6000 (CV / rpm); 62 / 6000 (kW / rpm)

Par máximo: 12.4 / 4000 (Kg.m / rpm)

Número de cilindros: 4, en línea

Cilindrada: 1248 c.c.

Tipo de tracción: Tracción delantera

Ratio de compresión: 10.6

Combustible: Gasolina

El motor de combustión propulsa las ruedas delanteras del vehículo

Longitud del vehículo: 3595 mm = 141.5 in.

Ancho del vehículo: 1595 mm = 62.8 in.

Peso neto: 884 Kg = 1944.80 lbs.

Tipo de caja de cambios: transmisión manual

Consumo de combustible urbano: 5.9 l/100 km

Consumo de combustible extraurbano: 3.8 l/100 km

Temperatura mínima gas de escape: 455 °C

Emisiones de CO2 urbano: 137 g / Km.

Emisiones de CO2 extraurbano: 89 g / Km.

4.1.2. Toma de datos de características de operación del motor.

Con la ayuda de un multímetro eléctrico equipado con termocupla K instalada en el tubo de escape se midió la temperatura del gas de escape.

La velocidad de desplazamiento se hizo con el velocímetro del carro.

Tabla 4:

Parámetros de operación del Motor de combustión interna Kía Picanto 1.2 CVVT

CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN DE MOTOR KÍA PICANTO 1.2 CVVT					
	Temperatura gas escape	Fecha de medición	Potencia	Peso	Velocidad
Item	°C		kw	kg	km/h
1	457.2	17/9/2020	26.15	275	73
2	459.8	17/9/2020	23.28	275	65
3	455.5	17/9/2020	25.79	275	72
4	457.7	17/9/2020	26.51	275	74
5	459.4	17/9/2020	27.94	275	78
6	462.6	17/9/2020	22.21	275	62
7	460.5	17/9/2020	28.66	275	80
8	455.8	17/9/2020	30.45	275	85
9	457.4	17/9/2020	28.66	275	80
10	461.8	17/9/2020	26.87	275	75
11	460.5	17/9/2020	25.79	275	72
12	458.4	17/9/2020	19.70	275	55
13	459.5	17/9/2020	30.09	275	84
14	458.7	17/9/2020	30.81	275	86
15	455.4	17/9/2020	32.24	275	90
16	459.5	17/9/2020	29.37	275	82
17	462.3	17/9/2020	30.45	275	85
18	460.5	17/9/2020	26.15	275	73
19	458.6	17/9/2020	27.94	275	78
20	457.5	17/9/2020	29.01	275	81
21	458.6	17/9/2020	29.37	275	82
22	457.3	17/9/2020	29.73	275	83
23	459.2	17/9/2020	30.09	275	84
24	455.7	17/9/2020	30.81	275	86
25	456.3	17/9/2020	30.09	275	84
Promedio	458.63	17/9/2020	27.93	275	77.96

Fuente: Elaboración propia.

Con la ayuda de estos valores se determinará el flujo de gases de escape, el flujo de aire, para dimensionar el calentador de aire por gas de escape del motor.

4.1.3. Análisis de parámetros del motor de combustión interna

Un motor de combustión, bajo sistema del ciclo Otto de un cilindro con espacio muerto de 50 cm^3 , funciona en dos tiempos, a $n = 2500 \text{ r.p.m.}$

- La relación de compresión es 9 y la de aumento de presión $\lambda = 2.75$.
- La temperatura de aspiración es $20^\circ\text{C} = 293.15^\circ\text{K}$
- La presión absoluta de aspiración es 1 bar.
- La mezcla aire – combustible, así como los gases de combustión tienen las características del aire.

Se determinan los parámetros de estado de los puntos característicos del ciclo:

- Volumen de ingreso de la mezcla aire-combustible:

$$V_1 = 796 \text{ cm}^3$$

- Cilindrada del motor:

$$V_c = V_1 - V_2 = 796 - 192 = 604 \text{ cm}^3$$

Estado	p(Bar)	$V \cdot 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)}$	T (K)
1	0.90	796	293.15
2	19.5	192	705.97
3	45.23	192	1,385.85
4	2.08	796	688.89

- Presión absoluta de la mezcla aire combustible:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = p_1 \cdot \epsilon^k = 0.9 \cdot 9^{1.4} = 19.5 \text{ bar}$$

- Temperatura al final del proceso de compresión 2-3:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \epsilon^{k-1} = 293.15 \cdot 9^{1.4-1} = 705.97 \text{ K} = 432.82^\circ\text{C}$$

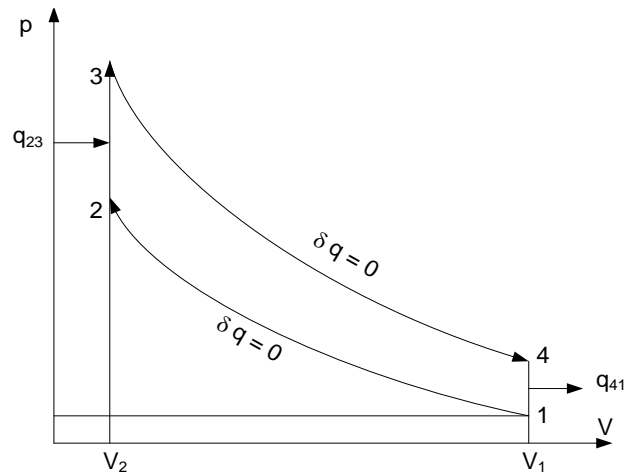


Figura 14: Ciclo teórico del motor de combustión interna, en ciclo Otto (Diagrama p-V). Elaboración propia

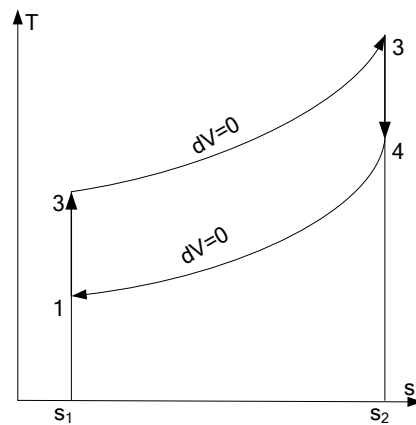


Figura 15: Ciclo teórico del motor de combustión interna en ciclo Otto (Diagrama T-s). Elaboración propia

- Presión al final del proceso de combustión isocórica, p_3

$$p_3 = \lambda * p_2 = 2.35 * 19.25 = 45.23 \text{ bar}$$

- Temperatura absoluta de los gases calientes de combustión, T_3

$$T_3 = T_2 * \left(\frac{p_3}{p_2} \right) = T_2 * \lambda = 705.97 * 2.35 = 1,659K = 1,385.85^\circ C$$

- Volumen del gas al final del proceso de combustión, V_3

$$V_3 = V_2 = 192 \text{ cm}^3$$

- Presión absoluta de salida del gas del motor de combustión interna alternativo

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^k = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^k = \frac{1}{\epsilon^k} \rightarrow p_4 = \frac{p_3}{\epsilon^k} = \frac{45.23}{9^{1.4}} = 2.08 \text{ bar}$$

- Temperatura de salida de los gases del motor de combustión interna, T_4 :

$$T_4 = T_3 * \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = \frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}} = \frac{1,659}{9^{1.4-1}} = 688.89K = 415^\circ C$$

4.2. Identificar el equipo calentador tubular de aire por gases residuales y determinar la potencia útil de los gases residuales del motor vehicular.

4.2.1. Trabajo mecánico por ciclo:

Se refleja el trabajo mecánico, en kJ, que realiza el agente térmico en el motor, por cada ciclo de trabajo:

$$W_c \left[\frac{J}{\text{ciclo}} \right] = \frac{m \left(\frac{kg}{\text{ciclo}} \right) * R \left(\frac{J}{kg * K} \right) * T_1 (K)}{k - 1} * \left(\varepsilon^{k-1} - 1 \right) * (\lambda - 1)$$

Masa de gas del cilindro en el ciclo:

$$m \left[\frac{kg}{\text{ciclo}} \right] = \frac{p_1 \left(\frac{J}{m^2} \right) * V_1 \left(\frac{m^3}{\text{ciclo}} \right)}{R \left(\frac{J}{kg * K} \right) * T_1 (K)} = \frac{0.90 * 10^5 * 3 * 796 * 10^{-6}}{288 * 293.15} = 25.44 * 10^{-4} \text{ kg / ciclo}$$

Resulta el trabajo mecánico por ciclo, w_c :

$$\rightarrow W_c = \frac{25.44 * 10^{-4} * 288 * 293.15}{1.4 - 1} * (9^{1.4-1} - 1) * (2.35 - 1) = 1064.16 \text{ J / ciclo}$$

4.2.2. Potencia y rendimiento teóricos del ciclo:

Potencia teórica del ciclo

$$P[kw] = \frac{W_c \left(\frac{J}{\text{ciclo}} \right) * n(\text{rpm})}{60 * 1000 * \tau_c (\text{Nr. tiempos})} = \frac{1064.16 * 2,500}{60 * 1000 * 1} = 44.34 \text{ kw}$$

Rendimiento teórico del ciclo:

$$\eta[\%] = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{9^{1.4-1}} = 0.5847 = 58.47 \%$$

Rendimiento del ciclo Carnot entre los mismos límites de temperatura:

$$\eta_{\text{Carnot}} = \left(1 - \frac{T_1}{T_3}\right) * 100 = \left(1 - \frac{293.15}{1,659}\right) * 100 = 82.33 \%$$

4.2.3. Consumo de combustible del motor de combustión interna a gasolina:

$$\dot{m}_{\text{Cble}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = \frac{P \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)}{\eta_{\text{Otto}} * \text{P.C.I.} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)} = \frac{44.34 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{0.5847 * 40,000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 1.895 * 10^{-3} \text{ kg/s} = 6.822 \text{ kg/h}$$

4.2.4. Flujo de gases de escape:

El flujo de los gases de escape, es igual al flujo de la mezcla, M_{mezcla} :

$$M_{\text{mezcla}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] = \dot{m} \left(\frac{\text{kg}}{\text{ciclo}} \right) * n \left(\frac{\text{ciclos}}{\text{min}} \right) * T_{\text{po}} \left(\frac{\text{min}}{\text{h}} \right)$$

$$\rightarrow M_{\text{mezcla}} = 25.44 * 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{ciclo}} * 2,500 \frac{\text{ciclos}}{\text{min}} * 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} = 381.6 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0.106 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.2.5. Potencia útil de los gases residuales del motor vehicular.

Se determina la potencia térmica útil aprovechable de los gases residuales, de escape; del motor de combustión interna, el cual servirá para calentar el aire de combustión

➤ Flujo térmico en gases de salida del motor térmico, Q_1 :

$$Q_1 [\text{kw}] = \dot{m}_{g-\text{cbtión}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * c_{p_{g-\text{cbtión}}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * t_{4g-\text{escape}} (^\circ\text{C})$$

Se tiene:

$m_{g-\text{cbtión}}$: Flujo másico de gases de combustión del motor térmico = 381.6 kg/h = 0.106 kg/s

$t_{4g-\text{escape}}$: Temperatura del gas de escape del motor de combustión interna = 415 °C

$c_{p_{g-\text{cbtión}}}$: Calor específico del gas a 415°C = 1.16 kJ/(kg*°C)

Resulta el flujo térmico del gas de escape del motor térmico, con el cual ingresará al calentador de aire por gases residuales, figura 1:

$$\rightarrow Q_1 [\text{kw}] = 0.106 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 1.16 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * 415 (^\circ\text{C}) = 51.03 \text{kw}$$

- Flujo térmico del gas al salir del calentador, Q_2

Para evitar el fenómeno de condensación, debido a que en ese estado se forman ácidos muy corrosivos, se asume como temperatura de salida del gas, 250 °C.

Calor específico del gas a 250 °C = 1.11 kJ/(kg*°C)

Flujo térmico del gas al salir del calentador.

$$Q_2 = 0.106 \text{ kg/s} * 1.11 \text{ kJ/(kg} * ^\circ\text{C)} * 250 ^\circ\text{C} = 23.32 \text{ kw}$$

Resulta el flujo térmico útil del calentador de aire por gases:

$$Q_u = (Q_1 - Q_2) * \eta = (51.03 - 29.415) * 0.80 = 17.292 \text{ kw}$$

Siendo: $\eta = 80 \%$ el rendimiento del calentador de aire por gases

- Flujo de aire a ser calentado:

$$M_{\text{aire}} = m_{\text{gases}} - m_{\text{cble}} = 381.6 - 6.822 = 374.78 \text{ kg/h} = 0.104 \text{ kg/s}$$

- Temperatura inicial del aire: 20 °C
- Humedad relativa del aire a 20°C: 75%
- De tablas:
@ 20°C y HR 75%, Humedad absoluta del aire: 11 g/kg aire seco

- Entalpía del aire frío, a 20 °C y $x_1 = 0.011 \text{ kg Agua/ kg aire seco}$, h_{ai1} :

$$h_{ai1} = 1.0032 * t_{\text{aire}} + x_{\text{aire húmedo}} * (I_v + 1.886 * t_{\text{aire}}) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} - \text{aire seco}} \right]$$

$$h_{ai1} = 1.0032 * 20 + 0.011 * (2510 + 1.886 * 20) = 48.08 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} - \text{aire seco}} \right]$$

- Flujo térmico inicial en aire, al ingresar al calentador, Q_3 :

$$Q_3 = m_{\text{aire}} (\text{kg/s}) * h_{ai1} (\text{kJ/kg})$$

$$Q_3 = 0.104 \text{ kg/s} * 48.08 \text{ kJ/kg} = 5 \text{ kw}$$

- Entalpía del aire al salir del calentador, h_{ai4} :

$$Q_u [\text{kw}] = m_{ai} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * (h_{ai4} - h_{ai3}) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

Despejando, resulta la entalpía del aire caliente, h_4 :

$$h_{ai4} (^{\circ}\text{C}) = h_{ai3} + \frac{Q_u [\text{kW}]}{m_{ai} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)} \rightarrow h_{ai4} (^{\circ}\text{C}) = 48.08 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \frac{17.292 [\text{kW}]}{0.104 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)} = 214.27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Se determina la temperatura del aire caliente, al salir del calentador:

$$h_{ai4} = 1.0032 * t_{ai4} + 0.0463 * (2510 + 1.886 * t_{ai4}) = 1.09 * t_{ai4} + 116.213 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} - \text{aire seco}} \right]$$

Siendo la humedad absoluta del aire caliente 0.0465 kg agua/kg aire seco, al salir del calentador

$$\rightarrow h_{ai4} = 1.09 * t_{ai4} + 116.213 = 214.27 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} - \text{aire seco}} \right] \rightarrow t_{ai4} = \frac{214.27 - 116.213}{1.09} = 89.96^{\circ}\text{C}$$

➤ Flujo térmico del aire al salir del calentador:

$$Q_{ai4} = 0.104 \text{ kg/s} * 214.27 \text{ kJ/kg} = 22.28 \text{ kW}$$

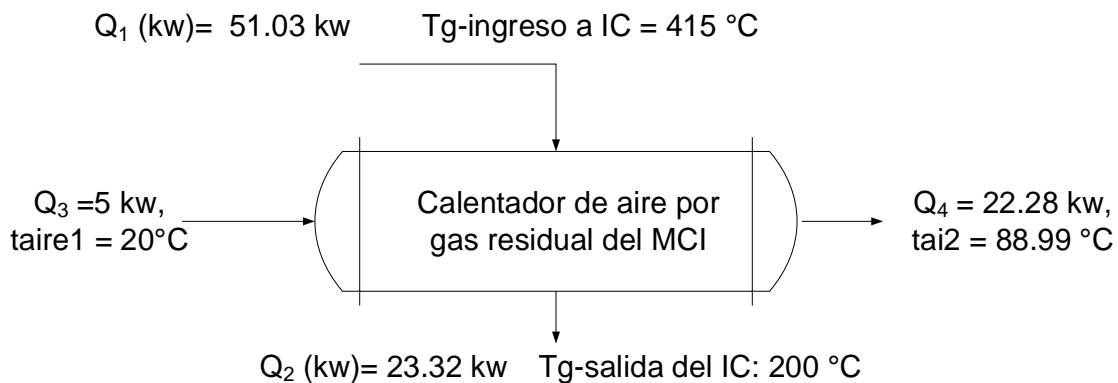


Figura 16 resultados del balance de masa y energía en calentador de aire.

Fuente: Elaboración propia

4.3. Dimensionar el calentador tubular de aire por gases residuales y seleccionar los accesorios térmicos del sistema de calentamiento.

El calentador de aire por gases residuales será del tipo de coraza y tubos, pues debido a la baja presión del gas ($< 1.4 \text{ bar}$), no es posible utilizar calentadores a placas, los cuales demandan alta caída de presión en relación a los calentadores de coraza y tubo.

Debido a la necesidad de obtener un alto coeficiente de transferencia de calor, se elige entonces el calentador del tipo de corriente en cruz, pues se obtienen coeficientes mayores que en el caso de calentadores en equicorriente y en contracorriente, lo cual hace posible obtener bajos valores de superficie de intercambio de calor y tamaño relativamente pequeño.

Las etapas para el dimensionamiento del calentador de aire por gases son la siguientes: Se determina la diferencia media logarítmica de temperatura en el calentador, luego se determina el coeficiente global de transferencia de calor K_G , en $\text{w} / (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; a continuación, conociendo el calor útil necesario, se determina la superficie de intercambio de calor, en m^2 ; luego se determina la longitud de los tubos, habiendo previamente seleccionado su material. Finalmente, se calcula la caída de presión en el calentador, para asegurar su operación.

4.3.1. Diferencia media logarítmica de temperatura en calentador

Del balance de energía y curvas características del diagrama de temperaturas (Figuras 16 y 17), se tienen las siguientes temperaturas en el calentador:

Aire a ser calentado:

Temperatura de entrada a calentador: $20\text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura de salida del calentador: $88.99\text{ }^\circ\text{C}$

Gas de escape del motor térmico:

Temperatura de entrada a calentador: $415\text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura de salida del calentador: $200\text{ }^\circ\text{C}$

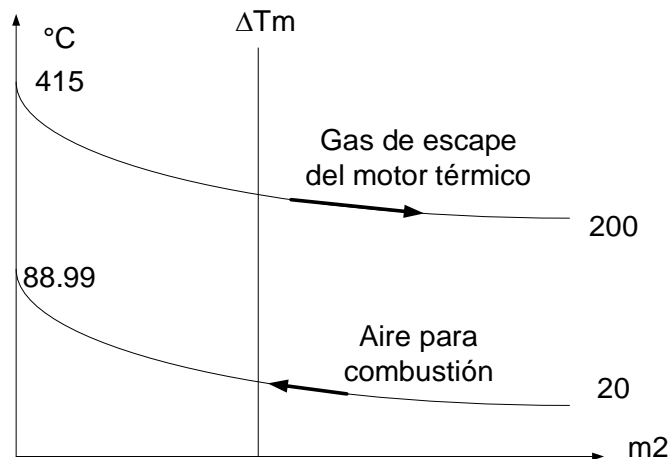


Figura 17 diagrama de temperaturas en calentador de aire por gas de escape.
Elaboración propia

El cálculo de la temperatura media logarítmica, ΔT_m se realiza aplicando la ecuación de Grasshoff para calentadores en corriente en cruz:

$$\Delta T_m [^{\circ}\text{C}] = \frac{T}{\ln \frac{\Delta T_{\text{máx}} + \Delta T_{\text{mín}} + T}{\Delta T_{\text{máx}} + \Delta T_{\text{mín}} - T}}$$

En la cual: T = temperatura media cuadrática

$$T = \sqrt{(415 - 200)^2 + (88.99 - 20)^2} = 225.80^{\circ}\text{C}$$

$\Delta T_{\text{máx}}$: Diferencia máxima de temperatura en calentador = $415 - 200 = 215^{\circ}\text{C}$

$\Delta T_{\text{mín}}$: diferencia mínima de temperatura = $88.99 - 20 = 68.99^{\circ}\text{C}$

Reemplazando en la ecuación de Grasshoff, se obtiene ΔT_m para un calentador a corriente en cruz:

$$\Delta T_m [^{\circ}\text{C}] = \frac{225.80}{\ln \frac{(215 + 68.99 + 225.80)}{(215 + 68.99 - 225.80)}} = 104.04^{\circ}\text{C}$$

4.3.2. Coeficiente de conductividad térmica del material del tubo

Se determinará el coeficiente global de transferencia de calor K_G , con la siguiente ecuación:

$$K_G \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} \right] = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{1}{h_{\text{ext}}} + \frac{\delta_{\text{p-tub}}}{k_{\text{tub}}}}$$

Por lo cual:

h_{int} : Coeficiente de transferencia de calor interna por convección forzada, en $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

h_{ext} : Coeficiente de transferencia de calor externa por convección forzada, en $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

δ_{p-tub} : Espesor del tubo, en m

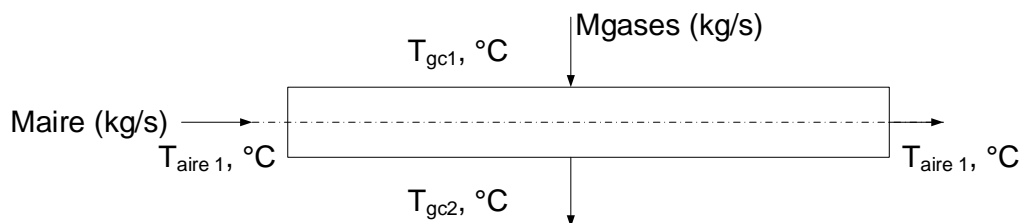
K_{tub} : Coeficiente de conductividad térmica del material del tubo, $W/(m \cdot ^\circ C)$

El aire a ser calentado fluirá por el interior de los tubos, y el gas de combustión, por el exterior de los mismos.

4.3.2.1. Coeficiente de transferencia de temperatura interna por convección forzada (h_{int})

- Dittus Boelter calculó la siguiente ecuación:

$$Nu_{int} [-] = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} = \frac{h_{int} * d_{int}}{k_{aire}}$$



*Figura 18: Temperaturas entrada y salida de tubo de calentador.
Elaboración propia*

- Cálculo del número de Reynolds para el flujo de aire:

$$Re_{int} = \frac{U_{aire} \left(\frac{m}{s} \right) * d_{int} \left(\frac{m}{s} \right)}{v \left(\frac{m^2}{s} \right)}$$

Siendo necesario determinar cada uno de los componentes de la ecuación: velocidad del aire en tubo, diámetro interior del tubo y la viscosidad cinemática, a temperatura promedio del aire en el tubo.

- Temperatura promedio del aire en tubo:

$$\bar{t}_{\text{aire}} = \frac{t_{\text{aire1}} + t_{\text{aire2}}}{2} = \frac{20 + 88.99}{2} = 54.495^{\circ}\text{C}$$

De tablas, para la temperatura media del aire, de 54.495°C, se toman las propiedades termo físicas:

- Densidad: 1.078 kg/m³
- Conductividad térmica: 0.0283 w/(m*°C)
- Número de Prandtl: 0.702
- Viscosidad cinemática: 16.84*10⁻⁶ m²/s

Cálculo del número de tubos en el calentador

Capacidad de transporte de aire de un tubo, m_{unit}

$$m_{\text{unit}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = \rho_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * St \left(\text{m}^2 \right) * U_{\text{aire}} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

Se asume:

- Velocidad del aire en tubo: 30 m/s, para tener un alto coeficiente de transferencia de calor
- Diámetro nominal del tubo: 3/8"
- Material del tubo: acero ASTM A 53 (no se elige cobre porque habría corrosión electrolítica, por presencia de Fe y Cu, tampoco de inoxidable, porque su conductividad térmica no es muy elevada, de 60 a 65 w/(m*°C); además que es muy caro.
- Número de cédula: 40

Resulta:

- Diámetro interior del tubo: 17.1 – 2*2.31 = 12.48 mm = 0.01248 m
- Diámetro exterior del tubo: 17.1 mm = 0.0171 m

Tabla 5

Características dimensionales del tubo ASTM A 53 para calentador

Diámetro Nominal	Dimen. Exterior	STD		SCH-40		XS		SCH-80		SCH-160	
		Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso
Pulg.	mm	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m
1/4	13.7	2.24	0.63	2.24	0.63	3.02	0.80	3.02	0.80	-	-
3/8	17.1	2.31	0.84	2.31	0.84	3.20	1.10	3.20	1.10	-	-
1/2	21.3	2.77	1.27	2.77	1.27	3.73	1.62	3.73	1.62	4.78	1.95

Fuente:

Sección transversal S_t , del tubo con $d_n = 3/8''$:

$$S_t = \frac{\pi}{4} * 0.01248^2 = 1.223 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Resulta el flujo unitario másico de aire en cada tubo del calentador, m_{unit} :

$$m_{\text{unit-aire}} = 1.078 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1.223 * 10^{-4} \text{ m}^2 * 30 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0.0033 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 14.256 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Número de tubos en calentador, N_t :

$$N_t = \frac{m_t}{m_{\text{unit}}} = \frac{374.78 \frac{\text{kg-aire}}{\text{h}}}{14.256 \frac{\text{kg}}{\text{aire-h * tubo}}} = 26.29 \text{ tubos}$$

Por lo tanto: Se elige trabajar con 26 tubos.

Velocidad real del aire en tubos:

Flujo másico unitario real, $m_{\text{unit-real}}$:

$$m_{\text{unit-real}} = \frac{m_{\text{aire-t}}}{N_t} = \frac{374.78 \frac{\text{kg-aire}}{\text{h}}}{26 \text{ tubos}} = 14.42 \frac{\text{kg-aire}}{\text{h * tubo}} = 4 * 10^{-3} \frac{\text{kg-aire}}{\text{s * tubo}}$$

Resulta la velocidad real del aire en tubos:

$$U_{\text{real-aire}} = \frac{4 * 10^{-3} \frac{\text{kg-aire}}{\text{s * tubo}}}{1.078 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1.223 * 10^{-4} \text{ m}^2} = 30.34 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Número de Reynolds del flujo de aire:

$$Re_{int} = \frac{30.34 \frac{m}{s} * 0.01248m}{16.84 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 22,484$$

Cálculo de la invariante de Nusselt interno, Un-int:

$$Nu_{int} = 0.023 * 22,484^{0.8} * 0.702^{0.4} = 60.50$$

Coeficiente de convección interna, hint:

$$h_{int} = \frac{Nu_{int} * k_{aire}}{d_{int}} = \frac{60.50 * 0.0283 \frac{W}{m * ^\circ C}}{0.01248m} = 137.19 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$$

4.3.2.2. Coeficiente de transferencia de calor externa por convección, hext

Se tiene:

Velocidad de ingreso del gas en calentador: 25 m/s

Temperatura media de gases: $T_{m-g} = \frac{415 + 200}{2} = 307.5^\circ C$

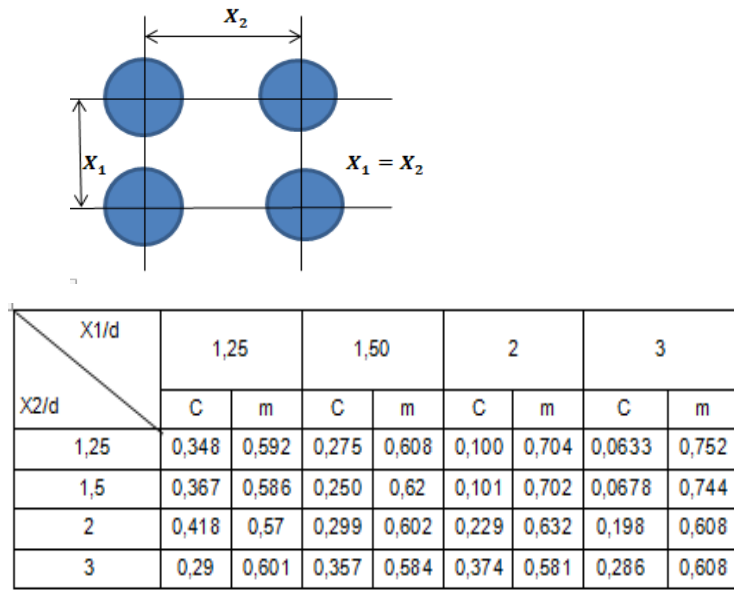
Parámetros termo físicos del gas, a 307.5 °C:

Tabla 6: Propiedades termo físicas del gas residual en calentador, a temperatura media de 307.5 °C..

Propiedades físicas de los gases de combustión a p = 101325 Pa, con CO2 =13%; H2O=11%; N2 = 76%									
t [°C]	T (K)	ρ [Kg/m³]	Cp [KJ/Kg*K]	h(kJ/kg)	k*10 ² [W/m*K]	a*10 ² [m²/h]	μ*10 ⁶ [N*s/m²]	ν *10 ⁶ [m²/s]	Pr
307.5	580.65	0.61	1.12	345.92	4.90	25.90	28.49	46.90	0.65

Fuente: Elaboración propia

Con el objetivo de obtener un adecuado coeficiente de convección térmica, que permita obtener dimensiones razonables del calentador, se elige disposición rectangular de los tubos, según la figura 19



Determinación del coeficiente de corrección ϵ

n	2	3	4	5	≥10
ε	0.90	0.93	0.96	0.97	1.00

Figura 19: Disposición rectangular de tubos en calentador, coeficientes para cálculo del número de Nusselt.

Invariante Nusselt para disposición rectangular de tubos en calentador

$$Nu_{ext} = \epsilon * C * Re^m * Pr^{0.36}$$

Siendo ϵ : Factor de corrección por número de filas = 0.97 (5 filas)

Para obtener dimensiones lo más pequeñas posibles, se elige $X1/d = X2/d = 1.25$, siendo $X1$ el paso vertical entre tubos y $X2$ el paso horizontal entre tubos. C y m son coeficientes que dependen de la relación de pasos entre el diámetro exterior del tubo, resulta:

$$X1 = 1.25 * 0.0171 \text{ m} = 0.0214 \text{ m} = X2 \text{ (disposición rectangular simétrica)}$$

$$C = 0.348, m = 0.592$$

Velocidad máxima del gas en la parte exterior del tubo, $U_{g-máx}$

$$U_{máx-gas} = U_0 * \frac{X1}{X1 - d_{ext}} = 17.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} * \frac{0.0214}{0.0214 - 0.0171} = 87.093 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Número de Reynolds para el flujo del gas residual, Re_{ext} :

$$Re_{ext} = \frac{87.093 \frac{m}{s} * 0.0171m}{46.90 * 10^{-6}} = 31,754$$

Invariante Nusselt para transferencia de calor externa gas – pared externa de tubos:

$$Nu_{ext} = 0.97 * 0.348 * 31,754^{0.592} * 0.65^{0.36} = 133.68$$

Resulta el coeficiente de convección externa, h_{ext} :

$$h_{ext} = \frac{Nu_{ext} * k_{gases}}{d_{ext}} = \frac{133.68 * 0.049 \frac{W}{m * ^\circ C}}{0.0171m} = 383 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$$

Con lo cual ya se puede determinar el valor del coeficiente global de transferencia de calor para el calentador de aire por gas residual, K_G :

$$K_G \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right] = \frac{1}{\frac{1}{137.191 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}} + \frac{1}{383 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}} + \frac{0.00231m}{49.5 \frac{W}{m * ^\circ C}}} = 100.53$$

4.3.3. Superficie de intercambio de calor para el calentador:

De la ecuación de transferencia de calor del calentador:

$$Q_u [W] = K_G \left(\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) * S_{IC} (m^2) * \Delta T_m (^\circ C)$$

Resulta la ecuación para determinar la superficie de intercambio de calor necesaria, S_{IC} :

$$S_{IC} (m^2) = \frac{Q_u [W]}{K_G \left(\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) * \Delta T_m (^\circ C)} = \frac{17,292W}{100.53 \frac{W}{m^2 * ^\circ C} * 104.04^\circ C} = 1.65m^2$$

Longitud del tubo de intercambio de calor (y del calentador), L_{IC} :

De la ecuación de superficie de intercambio de calor, S_{IC} :

$$S_{IC} [m^2] = N_{pasos-IC} (pasosIC) * N_{tubos/pasoIC} \left(\frac{Tubos}{pasoIC} \right) * S_{unit-tub} \left(\frac{m^2}{tubo} \right)$$

Despejando resulta:

$$S_{\text{unit-tub}} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{tubo}} \right) = \frac{S_{\text{IC}} [\text{m}^2]}{N_{\text{pasos-IC}} (\text{pasos IC}) * N_{\text{tubos/pasoIC}} \left(\frac{\text{Tubos}}{\text{pasoIC}} \right)} = \frac{1.65}{2 * 26} = 0.0317$$

De la ecuación de superficie unitaria de intercambio de calor, $S_{\text{unit-tub}}$:

$$S_{\text{unit-tub}} = 0.0317 \text{ m}^2 = \pi * d_{\text{ext}} (\text{m}) * L_{\text{tub}} (\text{m})$$

Resulta la longitud del tubo de intercambio de calor:

$$L_{\text{tub}} (\text{m}) = \frac{S_{\text{unit-tub}}}{\pi * d_{\text{ext}} (\text{m})} = \frac{0.0317 \text{ m}^2}{\pi * 0.0171 \text{ m}} = 0.59 \text{ m} = 59 \text{ cm}$$

Resulta que el calentador de calor de aire por gas residual de motor térmico tendrá las siguientes características:

- Calor útil: 17.292 kw
- Tipo: de coraza y tubos, en corriente en cruz
- Tubos: acero ASTM A53, dn = 3/8", cédula 40, L = 0.59 m
- Número de pasos de intercambio de calor: 2 (dos)
- Coeficiente Global de transferencia de calor, KG: 100.53 w/(m²*°C)
- Disposición de tubos: rectangular, con paso de 21.4 mm
- Temperatura media logarítmica: 104°C
- Superficie de intercambio de calor: 1.65 m

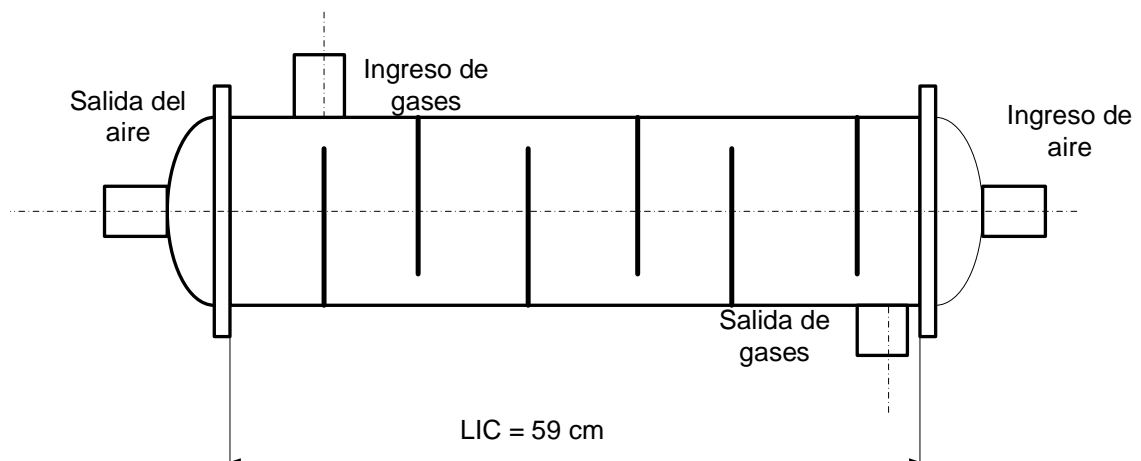


Figura 20 Vista lateral del calentador de aire por gases residuales.

Fuente: Elaboración propia

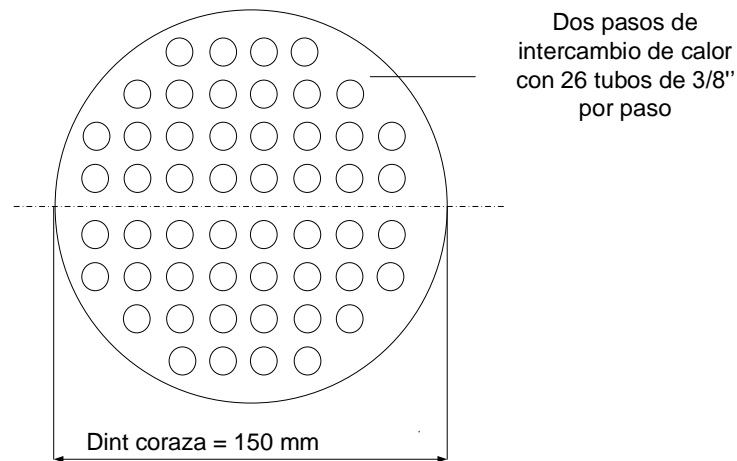


Figura 21: Vista frontal del calentador, sin tapas
Fuente: Elaboración propia.

De acuerdo al presente dimensionamiento, se han elaborado *los planos* correspondientes, consignados en el Anexo N° 4 de la presente investigación.

4.4. Elaboración de un plan de mantenimiento para el pre calentador de aire por gases residuales.

Para asegurar un funcionamiento confiable y eficiente del motor de combustión interna, con recuperación de calor de los gases de escape, para precalentar el aire de combustión, es necesario elaborar un Plan de mantenimiento preventivo.

En el Plan de mantenimiento se deben incluir técnicas preventivas simples, como inspecciones periódicas visuales externas, monitoreo de operación y programas de limpieza adecuados para asegurar el buen funcionamiento de los equipos a lo largo de su vida útil.

La realización de estos controles e inspecciones se realizará durante las paradas programadas del motor térmico, luego de detectar pérdida de presión, de temperatura o reducción de la capacidad operativa.

El funcionamiento incorrecto de intercambiadores de calor puede estar originado por algunas de las causas que se citan a continuación:

1. Ensuciamiento excesivo.

Los intercambiadores expuestos a ensuciamiento deberán ser limpiados periódicamente pues una ligera capa de suciedad en tubos reducirá su eficiencia.

Un aumento de la caída de temperatura y/o una reducción del rendimiento normalmente indican que es necesaria una limpieza de los tubos del haz.

2. Bolsas de aire o gas, motivadas por un conexionado incorrecto o por la ausencia de venteos en el calentador de aire.

Antes de realizar una limpieza de los tubos del haz se deberá analizar si la disminución del rendimiento no es debida a gases o vapor atrapado en los tubos.

3. Corrosión de la carcasa, distribuidor y/o tubos del haz, que producen:

3.1. Holgura excesiva entre bandejas y tubos o bandejas y carcasa.

3.2. Disminución de espesores.

Mantenimiento del Pre calentador de aire por gases residuales

Como norma fundamental, el calentador de aire no debe operar en condiciones nominales de diseño y construcción, que figuran en placa.

El pre-calentador de aire será inspeccionado, tanto interna como externamente, por lo menos después de 250 horas de operación.

Inspecciones y pruebas periódicas para el pre calentador de aire:

1. Inspección exterior del pre calentador de aire

Es una inspección visual de las zonas sometidas a mayores esfuerzos térmicos y a corrosión, comprobando espesores de coraza por ultrasonidos.

En esta inspección no es necesario poner fuera de servicio el calentador de aire.

- Equipo a utilizar: medidor de espesores metálicos por ultrasonidos
- Frecuencia: una vez cada 250 horas de operación
- Personal: técnico en técnicas de mantenimiento predictivas
- Número de mediciones: mínimo 30, luego se determina el valor promedio y se compara con el valor del espesor nominal de la coraza



Figura 22: medidor de espesores con ultrasonidos.

2. Inspección interior del pre calentador de aire

Es fundamental, su objetivo es conocer el daño durante la operación en cuanto a corrosión, agrietamiento y estado de las soldaduras aplicadas.

- Completa inspección visual de todas las partes presurizadas. Si de esta inspección resultasen motivos para aumentar el control se aplicarían los ensayos no destructivos necesarios.
- Antes del desmontaje de los equipos, se debe despresurizar, ventear y enfriar el calentador de aire.
- Si una inspección interior no se pueda llevar a cabo por imposibilidad física se realizará por una prueba de presión hidráulica.
- Equipo a utilizar: Medidor de espesores metálicos por ultrasonidos, Stand de pruebas de estanqueidad hidráulica.
- Frecuencia: una vez cada 250 horas de operación
- Personal: técnico en técnicas de mantenimiento predictivas
- Número de mediciones: mínimo 30, luego se determina el valor promedio y se compara con el valor del espesor nominal de la coraza

3. Examen visual interno de los tubos del haz tubular mediante el uso de baroscopio (endoscopio).

4. Prueba de presión de tubos y de coraza, con aire comprimido, con presión de 1.5 bar, para detectar fugas en tubos.

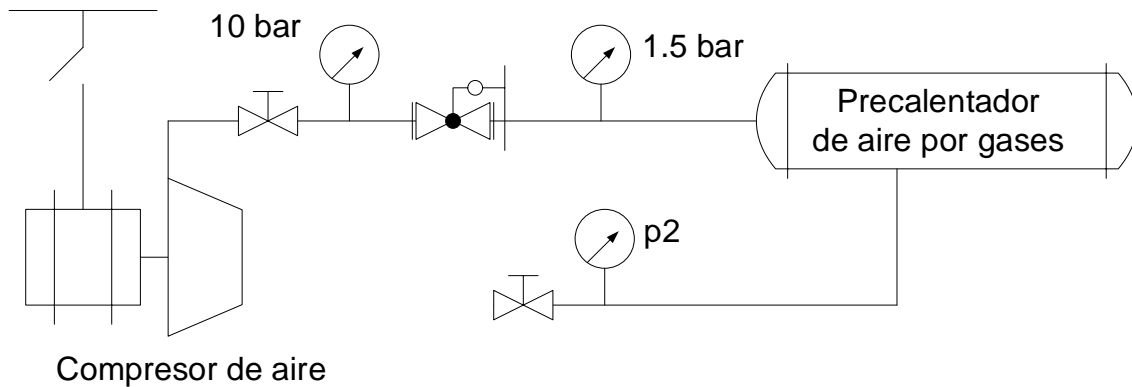


Figura 23: Stand de prueba de estanqueidad de pre calentador de aire por aire comprimido.

Fuente: Elaboración propia



Figura 24: Endoscopio industrial para inspecciones visuales en pre calentador de aire.

Fuente: IRD – Herramientas Predictivas.

Limpieza de calentador de aire por gases residuales

Objetivo: mantener limpias las superficies de intercambio de calor, para asegurar un funcionamiento satisfactorio, a máxima capacidad y eficiencia.

Los intercambiadores podrán limpiarse mediante métodos químicos o mecánicos, siendo el usuario del equipo el que deberá seleccionar el método de limpieza más apropiado en función del tipo de equipo y de la disponibilidad de los medios de limpieza existentes en la planta.

La limpieza se realizará con baquetas o cepillos helicoidales de alambre para la extracción de incrustaciones u otras deposiciones, cuidando de no dañar los tubos del haz de intercambio de calor.



*Figura 25: Limpieza mecánica de pre calentador de aire por gases residuales.
Fuente: Transferencia de calor – Yunes A. Cengel.*

4.5. Análisis del impacto medio ambiental

La reducción de emisión de gases contaminantes, como el CO_2 , que al enfriarse en la atmósfera generan el ácido carbónico H_2CO_4 , también se reduce la emisión de los óxidos nitrosos NO , que se convierten, a su vez, en ácido nítrico; ambos muy corrosivos. La reducción de las emisiones se logra por reducción del consumo de combustible al pasar a utilizar aire caliente, calentado así en un recuperador de gases.

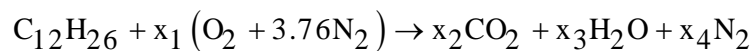
El procedimiento analítico para determinar los flujos másicos de gases de combustión en el motor térmico, se realiza por balance de combustión perfecta, es decir con coeficiente de exceso de aire igual a uno; también igualando el valor de la masa teórica de aire al valor de la masa real del aire para la combustión, luego se hace el balance de masa por combustión completa con coeficiente de exceso de aire mayor a uno, utilizando la ecuación final de la combustión perfecta; se determinan los ratios de los componentes, en relación al combustible, en kg-componente / kg-combustible, los cuales darán los flujos másicos de gases componentes de la combustión emitidos al medio ambiente:

a) Análisis de combustión perfecta del combustible

Considerando un coeficiente exceso de aire $\lambda = 1$, es decir se inyecta un volumen preciso de aire para determinar el proceso de reacción exotérmica; se determina la ecuación estequiométrica con combustión completa, que permitirá hallar los ratios de gases y combustibles.

Balance en Kmol en combustión perfecta:

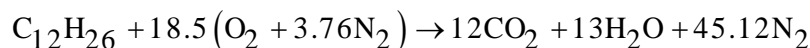
Número de Kmol de reactantes = número de Kmol de productos de la combustión:



Procesando, se obtienen los coeficientes X de cada componente:

- del Carbono: $X_2 = 12$ Kmol
- del Hidrógeno: $26 = 2X_3 \rightarrow X_3 = 13$ Kmol
- del oxígeno: $2X_1 = 2 \cdot 12 + 13 \rightarrow X_1 = 18.5$ Kmol
- del nitrógeno: $12 \cdot 3.76 \cdot 2 = 2X_4 \rightarrow X_4 = 45.12$ Kmol

Ecuación de combustión perfecta del Diésel en el motor térmico:



- Masa del combustible: $12 \text{ Kmol} \cdot 12 \text{ Kg/Kmol} + 26 \text{ Kmol} \cdot 1 \text{ Kg/Kmol} = 170 \text{ Kg}$
- Masa de aire teórico: $18.5 \text{ Kmol} \cdot (32 + 3.76 \cdot 28) \text{ Kg/Kmol} = 2,539.68 \text{ Kg}$

b) Análisis de combustión completa del gasóleo

Relación aire combustible, en el proceso de combustión:

$$R_{a-cble} = \frac{PCI_{Diesel} - h_{gc}}{h_{gc} - h_{ai}} = \frac{43,100 - 1,607.76}{1,607.76 - 29.25} = 26.28 \frac{\text{kg - aire}}{\text{kg - Diesel}} = \frac{m_{a-real}}{m_{cble}}$$

- Temperatura del gas caliente en motor: $1,200^\circ\text{C}$
- Entalpía del gas caliente, h_{gc} : 1607.76 kJ/kg
- Temperatura de aire para combustión, t_{ai} : 25°C
- Entalpía del aire para combustión, h_{ai} : $1.17 \text{ kJ/(kg}^\circ\text{C)} \cdot 25^\circ\text{C} = 29.25 \text{ kJ/kg}$
- PCI del gasóleo, PCI_{Diesel} : $43,100 \text{ kJ/kg}$

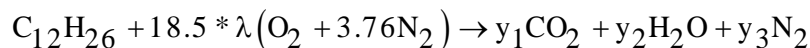
Se obtiene: m_{a-real} : masa de aire para combustión real:

$$m_{a-real} = R_{a-cble} = 26.28 \frac{\text{kg} - \text{aire}}{\text{kg} - \text{cble}} * 170 \text{ kg} - \text{cble} = 4,467.6 \text{ kg} - \text{aire}$$

Coeficiente de exceso de aire λ , para el proceso de combustión total:

$$\lambda = \frac{m_{aire-real}}{m_{aire-teórica}} = \frac{4,467.6 \text{ kg}}{2,539.68 \text{ kg}} = 1.76$$

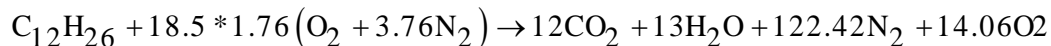
Con el valor del coeficiente de exceso de aire obtenido se realiza el balance de combustión completa, para el petróleo Diesel:



Resultan los Kmol de cada componente de producto de la combustión, y:

- Del Carbono: $y_1 = 12 \text{ kmol}$
- Del hidrógeno: $26 = 2y_2 \rightarrow y_2 = 13 \text{ kmol}$
- Del oxígeno: $18.5 * 1.76 * 2 = 2 * 12 + 13 + 2y_3 \rightarrow y_3 = 14.06 \text{ kmol}$
- Del nitrógeno: $18.5 * 1.76 * 3.76 * 2 = 2y_4 \rightarrow y_4 = 122.42 \text{ kmol}$

Reemplazando, se obtiene la ecuación del proceso de combustión completa del Diésel:



Ratios de combustión para gases y Diésel:

a) Del gas carbónico y Diésel:

$$R_{CO_2-Diesel} = \frac{m_{CO_2}}{m_{cble}} = \frac{12 \text{ kmol} * 44 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}}{170 \text{ kg}} = 3.106 \frac{\text{kg} CO_2}{\text{kg}_{cble}}$$

b) Del vapor de agua y Diesel:

$$R_{H_2O-Diesel} = \frac{m_{H_2O}}{m_{cble}} = \frac{13 \text{ kmol} * 18 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}}{170 \text{ kg}} = 1.376 \frac{\text{kg} H_2O}{\text{kg}_{cble}}$$

c) Del nitrógeno y Diesel:

$$R_{N_2-Diesel} = \frac{m_{N_2O}}{m_{cble}} = \frac{122.42 \text{ kmol} * 28 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}}{170 \text{ kg}} = 20.16 \frac{\text{kg} N_2}{\text{kg}_{cble}}$$

d) Del oxígeno libre y Diesel:

$$R_{O_2 \text{ libre-Diesel}} = \frac{m_{O_2}}{m_{\text{cble}}} = \frac{14.06 \text{ kmol} * 32 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}}{170 \text{ kg}} = 2.64 \frac{\text{kg } O_2}{\text{kg}_{\text{cble}}}$$

Flujo de combustible que se ahorra en el motor por precalentar el aire para la combustión.

Flujos de componentes de gases de combustión escape del motor Diésel:

$$\dot{m}_{gci} = R_{gci-\text{cble}} \left(\frac{\text{kg}_{gci-\text{cble}}}{\text{kg}_{\text{cble}}} \right) * \dot{m}_{\text{cble}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$$

Reemplazando y procesando:

$$\text{Flujo másico de } CO_2: m_{CO_2} = 3.106 \left(\frac{\text{kg } CO_2}{\text{kg}_{\text{cble}}} \right) * 2.358 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 7.32 \frac{\text{kg } CO_2}{\text{h}}$$

$$\text{Flujo másico de } H_2O: m_{H_2O} = 1.376 \left(\frac{\text{kg } H_2O}{\text{kg}_{\text{cble}}} \right) * 2.358 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 3.24 \frac{\text{kg } H_2O}{\text{h}}$$

$$\text{Flujo másico de } N_2: m_{N_2} = 20.16 \left(\frac{\text{kg } N_2}{\text{kg}_{\text{cble}}} \right) * 2.358 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 47.54 \frac{\text{kg } N_2}{\text{h}}$$

$$\text{Flujo másico de } O_2 \text{ libre: } m_{O_2-\text{libre}} = 2.64 \left(\frac{\text{kg } O_2-\text{libre}}{\text{kg}_{\text{cble}}} \right) * 2.358 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 6.23 \frac{\text{kg } O_2-\text{libre}}{\text{h}}$$

El flujo mensual de CO_2 que se dejarán de enviar a la atmósfera, al implementar el pre calentador de aire por gases residuales del motor térmico:

$$\dot{\Delta m} CO_2 = 7.32 \text{ kg } CO_2 / \text{h} * 135 \frac{\text{h}}{\text{mes}} = 2,964.6 \frac{\text{kg } CO_2}{\text{mes}}$$

El flujo mensual de N_2 que se dejará de emitir a la atmósfera es:

$$\dot{\Delta m} N_2 = 47.54 \text{ kg } N_2 / \text{h} * 135 \frac{\text{h}}{\text{mes}} = 2,964.6 \frac{\text{kg } N_2}{\text{mes}}$$

4.6. Análisis económico del diseño, construcción e implementación del pre calentador de aire por gases residuales.

Se determinan el monto de inversión, el beneficio neto y el período de retorno de la inversión para diseñar, construir, instalar y poner en servicio el pre calentador de aire por gases residuales en un motor de combustión interna.

4.6.1 Inversiones:

a) Materiales:

- 06 Pzas. Tubos de acero inoxidable, $dn = \frac{3}{4}''$ x 6 m, 304 L: 4850 soles
- Tubo $dn = 200$ mm x 1 m; acero ASTM A 106, cédula 40: 234 soles
- Una plancha de acero al carbono ASTM A 36, 4' x 8' x $\frac{1}{4}''$: 315 soles
- 1 pieza Ángulos de acero ASTM A 36, 1.5'' x 1.5'' x $\frac{1}{4}''$: 113 soles

Sub total materiales: $4,850 + 234 + 315 + 113 = 5,512$ soles

b) Insumos directos

- 2 kg electrodos soldadura eléctrica 5/32'' Citoriel 850: 252 soles
- 3 kg electrodos soldadura eléctrica 5/32'' E-7018: 2*20: 40 soles
- 1 plancha de empaquetadura con inserción metálica, de Kevlar con teflón, 500 °C, 500 mm x 500 mm x $\frac{1}{8}''$: 230 soles
- Fibra de vidrio para aislamiento térmico: una colchoneta de 15 m, x 1.22 m, x 1'': 150 soles
- Ferretería para aislamiento térmico: 200 soles
- Ferretería mecánica: 250 soles

Sub total materiales: $252 + 40 + 230 + 150 + 200 + 250 = 1,122$ soles

c) Mano de obra:

- mano de obra construcción del calentador de aire: 750 soles
- mano de obra instalación y pruebas finales: 500 soles

Sub total mano de obra: 1,250 soles

Total inversiones: $5,512 + 1,122 + 1,250 = 7,884$ soles

4.6.2. Costo de mantenimiento:

- Servicio de ultrasonidos: 200 soles/vez = 600 soles/año = 50 soles/mes
- Servicio de limpieza mecánica: 250 soles/vez = 750 soles/año = 62.50 soles/mes
- Servicio de verificación de estanqueidad: 300 soles/vez = 900 soles/año = 75 soles/mes
- Servicio de análisis con estroboscopio: 200 soles/vez = 600 soles/año = 50 soles/mes

Sub total costo de mantenimiento:

$$50 + 62.50 + 75 + 50 = 316 \text{ soles/mes}$$

4.6.3. Beneficio económico

El beneficio económico al implementar el calentador de aire por gases, está dado por el valor del combustible ahorrado, debido al aumento de la eficiencia del motor térmico.

Beneficio bruto, BB:

$$BB = V_{cble}(\text{Gal/h}) * \text{Tpo-oper (horas/mes)} * \text{costo cble (soles/galón)}$$

Donde,

V_{cble} : Flujo volumétrico de combustible que se ahorra.

Del calor útil que se obtiene por calentar el aire, Q_u : 17.30 kw

$$Q_u = 17.3 \text{ kw} = V_{cble} \left(\frac{\text{Gal}}{\text{s}} \right) * \text{PCI}_{cble} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{Galón}} \right)$$
$$V_{cble} \left(\frac{\text{Gal}}{\text{s}} \right) = \frac{Q_u \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)}{\text{PCI}_{cble} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{Galón}} \right)} = \frac{17.3}{135,000 \frac{\text{kJ}}{\text{Galón}}} = 1.28 * 10^{-4} \frac{\text{Gal}}{\text{s}} = 0.46 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$$

Tpo-operación: 240 h/mes

Costo V_{cble} : 13.5 soles/Galón

Beneficio bruto económico, mensual:

BB- mensual: $0.46 \text{ Gal/h} * 240 \text{ h/mes} * 13.5 \text{ soles/galón} = 1,490.4 \text{ soles/mes}$

Beneficio Neto, BN mensual:

BN mensual: BB mensual – Costo Mant.

En la cual:

BN mensual: beneficio económico neto mensual, soles/mes

BB mensual: beneficio económico bruto mensual, soles/mes

Costo Mant: costo de mantenimiento mensual, soles/mes

Reemplazando:

$$BN_{\text{mensual}} \left[\frac{\text{Soles}}{\text{mes}} \right] = BB_{\text{mensual}} \left(\frac{\text{Soles}}{\text{mes}} \right) - C_{\text{mant}} \left(\frac{\text{Soles}}{\text{mes}} \right)$$

$$BN_{\text{mensual}} \left[\frac{\text{Soles}}{\text{mes}} \right] = 1,490.4 \left(\frac{\text{Soles}}{\text{mes}} \right) - 316 \left(\frac{\text{Soles}}{\text{mes}} \right) = 1,174.4$$

4.5.3 Retorno de la inversión, R.O.I.:

$$R.O.I. (\text{meses}) : \frac{\text{Inversión (Soles)}}{\text{Beneficio neto} \left(\frac{\text{Soles}}{\text{mes}} \right)} = \frac{7,884 \text{ soles}}{1,174.4 \frac{\text{soles}}{\text{mes}}} = 6.71 \text{ meses}$$

Nota:

1) el sistema térmico de recuperación de calor de los gases residuales de motor térmico para precalentar el aire de combustión, con un adecuado mantenimiento se estima que tendrá una vida útil de 10 a 12 años.

2) Debido a la inversión de bajo monto, no es necesario realizar análisis financiero, no es necesario solicitar un préstamo bancario

V. DISCUSIONES

5.1. Al realizar un análisis termodinámico del ciclo de trabajo del motor de combustión interna, motor Otto de un cilindro con espacio muerto de 50 cm^3 , funciona en dos tiempos, a $n = 2500 \text{ r.p.m.}$, es un motor de mediana velocidad, ni lento ni rápido, su relación de compresión es de 9, por ser un motor pequeño, no desarrolla elevada compresión, por lo tanto tampoco gran trabajo mecánico por ciclo, el fabricante indica que, al operar a máxima carga, debe entregar gas de escape a 415°C , pero en las pruebas se obtuvo 458°C , a mediana carga, lo que indica que el motor tiene un proceso de desgaste, ha perdido eficiencia y debe ser inspeccionado, para su reparación.

Haciendo alusión al primer antecedente considerado en esta investigación (Huamancayo Inga Cristian, 2017), donde compara desempeño de dos combustibles Diésel y GLP, se verifica el mejor desempeño del segundo; mas no analiza fehacientemente el comportamiento de los gases de escape o, para el caso, un mejor aprovechamiento incluyendo un equipo pre calentador, como en nuestro estudio.

5.2. La potencia útil del calentador resulta ser de solamente 17.292, la cual, sin embargo; alcanza para calentar el aire de combustión desde 20 hasta 89°C , no es conveniente calentar más el aire, aunque en teoría se podría, unos 10 a 15°C más, pero existe el peligro de alcanzar, por un lado, la temperatura de rocío en los gases y, por otro lado, de tener aire caliente con baja densidad que dificultaría el ingreso a la cámara de combustión, necesitando más presión, que no existe, con lo que no se conseguiría los resultados esperados.

En discusión con el segundo antecedente del presente estudio, (Néstor J. Mariani y otros, 2017) donde analizan mediante un estudio fluidodinámico de una estufa el aprovechamiento energético y comportamiento de recuperación de calor, determinan la temperatura de sus gases residuales y exceso de aire; mas no especifican el grado de calentamiento hacia el recinto de aprovechamiento de la energía (calor) hacia otro sistema o la factibilidad de uso de este calor; en nuestro tema es considerado con precisión el grado de calentamiento del aire de combustión desde 20 a 89°C .

5.3. La medición del calentador tubular de aire por gases residuales se hizo en base al enfoque de tener disposición rectangular de los tubos, que trabajen a mediana velocidad del aire y del gas, entre 20 a 25 m/s, para reducir el desgaste por erosión y abrasión, obteniendo coeficientes de transferencia de calor medianos, de $100 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, para gases es un valor bastante aceptable, para valores mayores, que darían una menor superficie, se necesitarían velocidades de 30 a 35 m/s, pero aumentando la pérdida de presión del gas de escape, dificultando la operación de intercambio de calor.

En contrastación con la investigación de (J.J. Marín y otros, 2008), se hace un deslinde general del dimensionamiento y diseño óptimo de cada tipo de pre-calentadores; pues si bien es cierto en tal antecedente se ha seleccionado un calentador de aire tubular vertical, satisfactorio para el uso del equipo sofisticado que trata (Caldera industrial); en nuestro caso se ha dimensionado un pre calentador, igualmente óptimo, para la aplicación vehicular propuesta, ya que los perfiles de velocidad del aire y del gas, coeficientes de transferencia de calor y espacio requerido dentro del motor, así lo han permitido.

5.4. El plan de mantenimiento elaborado para el pre calentador de aire por gases residuales, es del tipo de mantenimiento preventivo asistido por técnicas predictivas. En el plan de mantenimiento se ha considerado además, programas de limpieza mecánica de los tubos del calentador de aire para asegurar un adecuado intercambio de calor, controles e inspecciones de los sistemas térmico, de presión y capacidad operativa, pruebas de estanquidad del pre calentador, así como actividades programadas de arenado y pintado de las estructuras afines al pre calentador. Con registro de datos y monitoreo permanente, con retroalimentación de los resultados, se puede aplicar un enfoque de mantenimiento centrado en la Confiabilidad, para asegurar seguridad operacional y largo trabajo eficiente en el tiempo.

5.5. En el cuadro del análisis de impacto medio ambiental, se utilizó el método de 'base 100' referido a 100 kg de combustibles, se obtiene una reducción de emisión de gases al medio ambiente de 6417.9 kg/mes, considerando una combustión completa y un coeficiente de exceso de aire de 1.25, el cual es necesario para obtener la temperatura de 1385°C en el gas

caliente, producto de la combustión, que es el punto más caliente del motor, y con el cual se inicia la distensión del gas desde 19 hasta 2 bar, con que sale del motor, no es posible el cambio, pues el diseño y construcción del motor permite tener una relación de compresión de solamente 9 bar, este es el limitante para desarrollar más potencia u obtener más temperatura del gas caliente, que también exigiría mayor enfriamiento del motor, es decir, se necesitaría grandes modificaciones que encarecerían el sistema.

De acuerdo a este punto ecológico, en discusión con el antecedente establecido por (M. Lapuerta y otros, 2006), ellos han estudiado sólo el efecto de la altitud relacionada con la potencia en motores, según la presión ambiental; sin embargo, en la presente investigación, se ha considerado oportuno realizar un análisis de todo el impacto medio ambiental, preponderantes en los efectos de combustión completa y coeficiente de exceso de aire necesario para la temperatura y presión idóneas en las condiciones diferentes ambientales.

5.6. La inversión para poner en marcha el sistema de recuperación de calor asciendo a 7884 soles, la ventaja es que se hace con materiales del mercado nacional así como la tecnología metal mecánica local, sin embargo, se depende mucho de la mano de obra, técnicas y tecnología particular para realizar las mediciones de las técnicas predictivas, lo que se refleja en un gasto mensual promedio de 316 soles, se debe analizar la posibilidad de invertir en instrumentos y capacitación para implementar un mantenimiento preventivo mejorado con la finalidad de obtener mayor tiempo de operación hasta la falla.

VI. CONCLUSIONES

6.1. Se realizó la descripción del motor alternativo, utilizando los datos del fabricante. Kía Picanto 1.2 CVVT Line (2017- 2018). El motor tiene Velocidad máxima de 173 km/h, aceleración: 0-100 Km/h: 12.0 s., 60-100 Km/h: 11.9 s; puede desarrollar potencia de 84 / 6000 (CV / rpm); 62 / 6000 (kW / rpm); Par máximo: 12.4 / 4000 (Kg.m / rpm), tiene 4 cilindros en línea; Cilindrada: 1248 c.c., el tipo de tracción es delantera, quema su consumo de combustible extraurbano: 3.8 l/100 km, la temperatura mínima gas de escape: 455 °C, emisiones de CO2 extraurbano: 89 g/Km. Se hizo una prueba de funcionamiento midiendo parámetros de operación: Temperatura real del gas de escape: 458.63 °C, Potencia medida: 27.93 kw, velocidad: 77.96 km/h. Se concluye que, con estos valores se determina el balance de energía y el flujo de gases de escape, el flujo de aire, que permitan, a su vez, dimensionar el calentador de aire por gas de escape del motor.

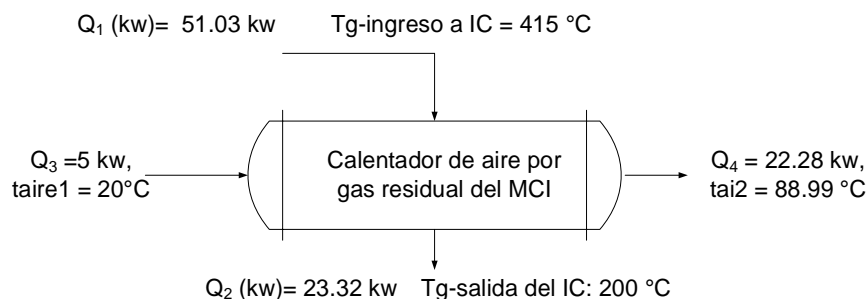
6.2. Se realizó un análisis termodinámico del ciclo de trabajo del motor de combustión interna, motor Otto de un cilindro con espacio muerto de 50 cm³, funciona en dos tiempos, a $n = 2500$ r.p.m., con relación de compresión 9 y coeficiente de aumento de presión $\lambda = 2.75$, siendo la temperatura de aspiración es 20°C = 293.15 K y la presión absoluta de aspiración 1 bar. La cilindrada del motor es $V_c = 1248$ cm³, la presión absoluta de la mezcla aire combustible al finalizar la compresión es de 19.5 bar, y su temperatura 432.82 °C. la temperatura de combustión resulta ser de 1385.85°C, la presión del gas al salir del motor es de 2.08 bar y su temperatura, de 415°C. los resultados se presentan en la siguiente tabla:

Estado	p(Bar)	$V \cdot 10^{-6}$ (m ³)	T (K)
1	0.90	796	293.15
2	19.5	192	705.97
3	45.23	192	1,385.85
4	2.08	796	688.89

El motor térmico alternativo desarrolla una potencia en su eje de 44.34 kw, lo que corresponde a 1064.16 J/ciclo y consume una masa de $25.44 \cdot 10^{-4}$ kg de mezcla de combustible y aire por ciclo de trabajo, todo este proceso se realiza con un rendimiento teórico del ciclo de 58.47 % y un rendimiento de Carnot de 82.33 %, siendo su consumo de combustible de 6.822 kg/h

6.3. Se determinó la potencia útil de los gases residuales del motor vehicular, para dimensionar luego, el calentador tubular, el flujo de gases de escape, a condiciones nominales, es de 0.106 kg/s, a 415°C, resultando que el gas saldría del calentador a 200 °C, para evitar la temperatura de rocío, a la que se forman ácidos corrosivos, que es de 130 a 150°C, resulta que la capacidad de calentamiento del equipo es de 17.292 kw.

Se tendrá una capacidad de calentamiento de 0.404 kg/s de aire desde 20 hasta 89.96 °C, con una humedad relativa promedio de 75% y un rendimiento térmico mínimo esperado de 80%. En estas condiciones de capacidad se procede a dimensionar el calentador, el balance de masa y de energía se ve reflejado en la siguiente imagen:



6.4. Se realizó el dimensionamiento del calentador tubular de aire por gases residuales y seleccionar los accesorios térmicos del sistema de calentamiento. El calentador de aire por gas residual de motor térmico tendrá las siguientes características: Calor útil, Q_u : 17.292 kw. Tipo: de coraza y tubos, con flujos de fluidos en corriente en cruz. Tubos: acero ASTM A53, $d_n = 3/8''$, cédula 40, $L = 0.59$ m. Número de pasos de intercambio de calor: 2 (dos). Coeficiente Global de transferencia de calor, K_G : 100.53 w/(m²*°C). Disposición de tubos: rectangular, con paso de 21.4 mm. Temperatura media logarítmica: 104°C. Superficie de intercambio de calor: 1.65 m². Se concluye que es factible diseñar y construir un calentador tubular de coraza y tubos, para precalentar el aire de

combustión, con tecnología adecuada y materiales resistentes a los esfuerzos térmicos y al desgaste por corrosión y temperatura.

6.5. Se elaboró un plan de mantenimiento para el pre calentador de aire por gases residuales, considerando técnicas predictivas, como mediciones con ultrasonidos, vibraciones, temperaturas, estableciendo monitoreo de desgaste por corrosión, erosión y abrasión.

Se consideró, en el plan de mantenimiento, limpieza mecánica de los tubos del calentador de aire, para asegurar un adecuado intercambio de calor.

Se concluye que, respetando la frecuencia y las actividades de mantenimiento, se puede obtener una adecuada disponibilidad y confiabilidad del sistema de intercambio de calor y del ahorro de combustible.

6.6. Se hizo el análisis de impacto medio ambiental, resultando que, para un ahorro de consumo de combustible de 2.358 kg/h, el flujo mensual de CO₂ que se dejarán de enviar a la atmósfera, al implementar el pre calentador de aire por gases residuales del motor térmico es de 2964.6 kg/mes, considerando 135 horas de operación por mes, y el flujo mensual de N₂ que se dejará de emitir a la atmósfera es 6,417.9 kg/mes, se concluye que, desde el punto de vista medio ambiental, la implementación de un pre calentador de aire por gas residual para un motor de combustión interna es importante, el impacto es positivo pues disminuye la emisión de gases contaminantes al medio ambiente.

6.7. Al hacer el análisis económico de la implementación de un sistema de recuperación de calor de los gases de escape del motor térmico, para precalentar el aire de combustión, resulta que la inversión a realizar es de 7,884 soles, incluyendo el costo de construcción y montaje, la mano de obra y gastos indirectos. El beneficio bruto, que se refiere al valor económico del combustible que se deja de quemar, es de 1,490.4 soles/mes, siendo el costo estimado de mantenimiento de 316 soles/mes, por servicio externo de mediciones y limpieza, resultando un beneficio neto de 1,174.4 soles, para lo cual se obtiene un retorno de la inversión de 6.71 meses.

Se concluye, considerando un período de vida útil del sistema recuperador de calor de 10 a 12 años, que la inversión es atractiva y se debe realizar.

VII. RECOMENDACIONES

7.1. Se recomienda implementar los resultados del estudio, realizando las pruebas iniciales y someter a evaluación de los nuevos parámetros al motor de combustión interna.

7.2. Se recomienda recurrir a talleres especializados, cuando se requiera del servicio de mantenimiento, estableciendo protocolos definidos para asegurar la capacidad de desarrollar potencia mecánica, así como la eficiencia del motor.

7.3. Se recomienda establecer un método efectivo de monitoreo de la operación del pre calentador de aire para el motor, instalando un sistema de medición de la temperatura del aire al salir del calentador, así como del gas de escape, podría ser un sistema digital con transductores de temperatura RTD e indicador digital.

7.4. Se recomienda realizar un estudio de investigación para definir la viabilidad técnico económica de reemplazar el combustible actual por otro de similar Poder Calorífico Inferior que el actual, pero que logre la misma temperatura al final de la combustión, para que pueda desarrollar la misma potencia a menor costo.

7.5. Se recomienda monitorear el proceso de desgaste de los materiales de fabricación del pre calentador de aire, estableciendo límites admisibles de desgaste y, de acuerdo a los resultados, utilizar mejores materiales, con mayor resistencia a la corrosión y abrasión a alta temperatura, cuando sea conveniente.

7.6. Se recomienda levantar la curva de potencia vs rpm, asegurando que exista una adecuada inyección de aire caliente, realizando los ajustes en el carburador; para asegurar el desarrollo de la potencia del motor, es decir, tener en cuenta que el aire caliente será menos denso que el aire atmosférico, que tiene densidad igual a 1.16 kg/m^3 .

VII. REFERENCIAS

- MOLINA, L. A. y MOLINA, G.: Manual de Eficiencia Energética Térmica en la Industria, CADEM, Bilbao, 2013.
- LLORENS, M.: Calefacción, Grupo Editorial CEAC, Barcelona, 2004.
- YUNUS CENGEL, "Termodinámica", Mc GRAW-HILL, 5ta Ed., 2002.
- TEXACO INC. (1960). Operación de motores diesel, de dos combustibles y de gas. Edición, Barcelona. España. 1960. p32
- STREETER, Víctor L. y WYLIE E: Benjamín (1999) Mecánica de los fluidos. Ciudad de México: Mc Graw Hill, 1990. p 411-417.
- HIBBELER, R. C. (1999) Mecánica de materiales. Ciudad de México: Prentice Hall, 1999. p 543-566, 653-700.
- INCROPERA, Frank y DEWITT, David (1999) Fundamentos de transferencia de calor. Ciudad de México: Prentice Hall, 1999. p 582-619.
- MOTT, Robert L. Mecánica de fluidos aplicada. Ciudad de México: Prentice Hall, 1996. p 237-288
- HEYWOOD J.B. (1988) Internal Combustion Engine Fundamentals. Ed. McGraw-Hill.
- PAYRI F. Y DESANTES J.M. (2011) Motores de combustión interna alternativos. Ed. Reverté.
- MUÑOZ M. Y PAYRI F. (1984) Motores de combustión interna alternativos. Ed. Servicio de publicaciones UP Valencia (1984).
- CABRONERO MESAS (1992). Motores de combustión interna, Segunda edición. Ed. Cabronero Mesas, 1992 621 CAB mot

- ÇENGEL, BOLES (2012). Termodinámica, Séptima edición, Ed Mc Graw Hill, 2012 536 ÇEN ter
- MORÁN, M.J. SHAPIRO, H.N. (1999). Fundamentos de Termodinámica Técnica. Ed. Reverte, 1999 536 MOR fun
- WARK, K. RICHARDS, D.E.(2001). Termodinámica, 6ª Edición Mc Graw-Hill, 2001 536 WAR ter
- RICHARD VAN BASSHUYSEN. (2004) Internal Combustion Engine Handbook. Editado por SAE Internacional (2004).
- MOLLENHAUER K. Y TSCHÖKE H. Handbook of Diesel Engines. (2010) Ed. Springer (2010).
- MARIANI, Néstor J.; KEEGAN, Sergio D.; PEREIRAS, Roberto; BARRETO, Guillermo F. Aprovechamiento del calor residual de los gases de salida de una estufa a gas de tiro balanceado de aplicación en viviendas. Revista Interciencia, vol. 38, núm. 11, noviembre, 2013, pp. 803-807. Caracas, Venezuela
- ISSN: 0378-1844.
- GONZÁLEZ VALDÉS, Roberto P., RODRÍGUEZ LÓPEZ, Yanara, GARCÍA TAÍN, Yelene y FERNÁNDEZ Lucía. Consumo de combustible de los motores de combustión interna. Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, v.19 n.1 2010. La Habana – Cuba. ISSN 2071-0054.
- QUISPALAYA ZURITA, Meyller Ling y SAUÑE ESPINOZA, Marlitt Dafne. Estudio de los procesos de combustión de gases contaminantes de la atmósfera emitidos por vehículos a gas licuado de petróleo en la ciudad de Huancayo. Tesis (Ingeniero Químico del Gas Natural y Energía). Huancayo – Perú: Universidad nacional del Centro del Perú, Facultad de Ingeniería Química, 2017. 155 pp.

ANEXOS

Anexo 1: Instrumento de evaluación N° 1: Registro de datos

Instrumentos de evaluación: Registro de datos							
Proceso:	Generación de potencia mecánica en Motor de Combustión Interna Alternativo						
Objetivo:	Determinar Flujo térmico aprovechable del gas de escape						
Responsable:	Jonathan Iglesias						
Item	Flujo de combustible	Flujo de Gas escape	Temperatura Gas escape	Presión Gas escape	Temperatura Aire Fresco	Fecha	Observaciones
	Gal/h	kg/h	°C	bar	°C	Jul-20	
1							
2							
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
Parámetros estadísticos descriptivos							
Media aritmética							
Mediana							
Moda							
Rango							
Desviación estándar							

Anexo 2: Instrumento de evaluación N° 2: Encuesta a personal de Taller

a) Emplean analizadores de gases de escape cuando reparan los motores de combustión interna en taller de mecánica?

Sí No

b) Realizan pruebas en vacío y con rotor bloqueado de los motores de combustión interna en Taller?

Sí No

c) Realizan mediciones de temperaturas del gas de escape antes y luego de la reparación de los motores en Taller)

Sí No

d) Disponen de dinamómetro para medir el torque desarrollado en ejes de los motores de combustión interna antes y después de ser reparados?

Sí No

e) Han notado una reducción de potencia en motor de combustión interna al trabajar con aire frío en invierno/otoño?

Sí No

f) Han recibido capacitación sobre recuperadores de calor para motores de combustión interna?

Sí No

g) Consideran conveniente recuperar parte del calor contenido en gases de escape del motor de combustión interna?

Sí No

h) Qué temperatura máxima debe tener el aire fresco de combustión en el motor de combustión interna?

Menos de 100 °C entre 50 a 60°C

i) Consideran que al operar con aire caliente el motor será más eficiente?

Sí No

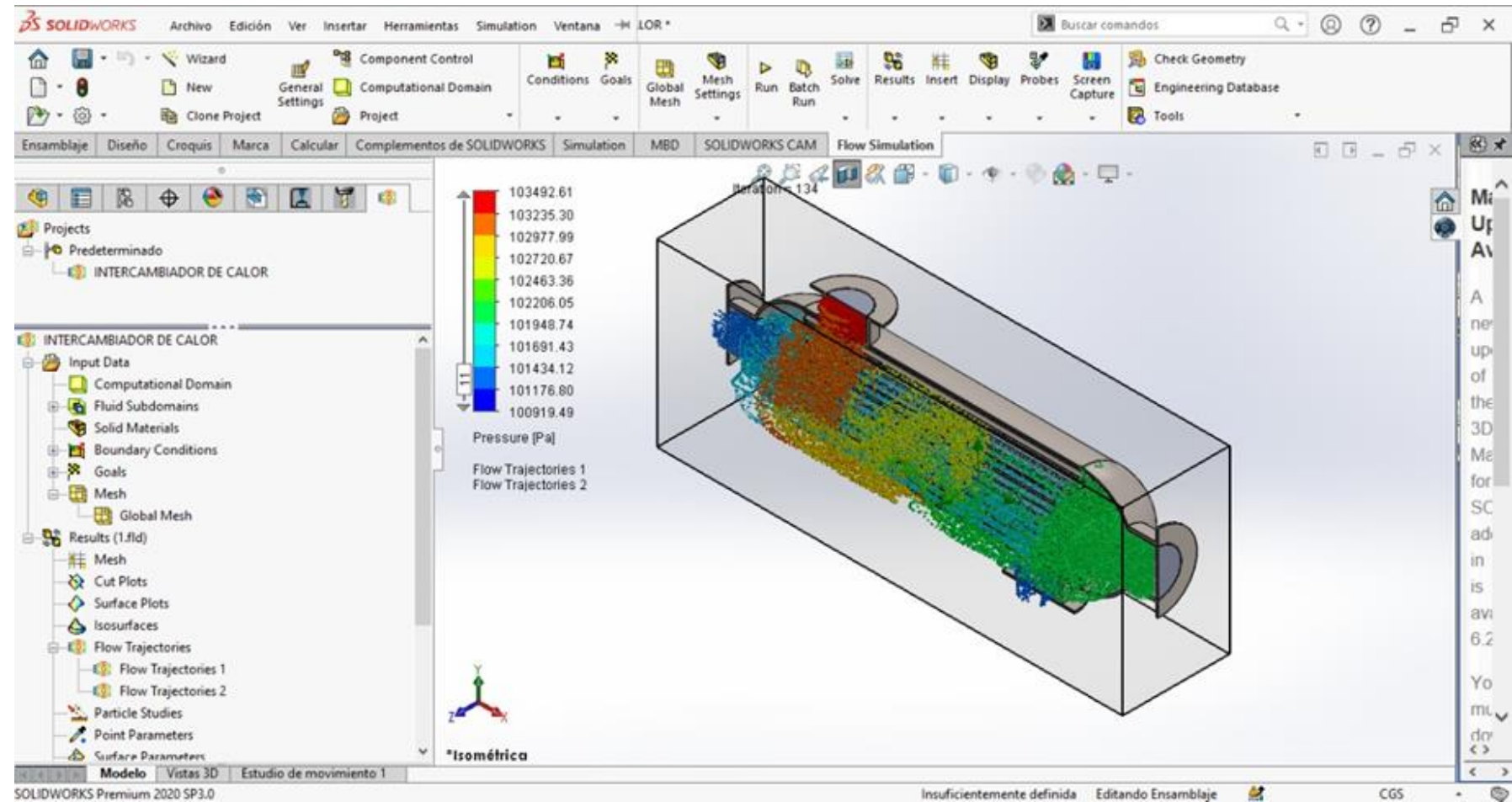
j) Han realizado cambio de combustible de gasolina a GLP en motores de combustión interna?

Sí No

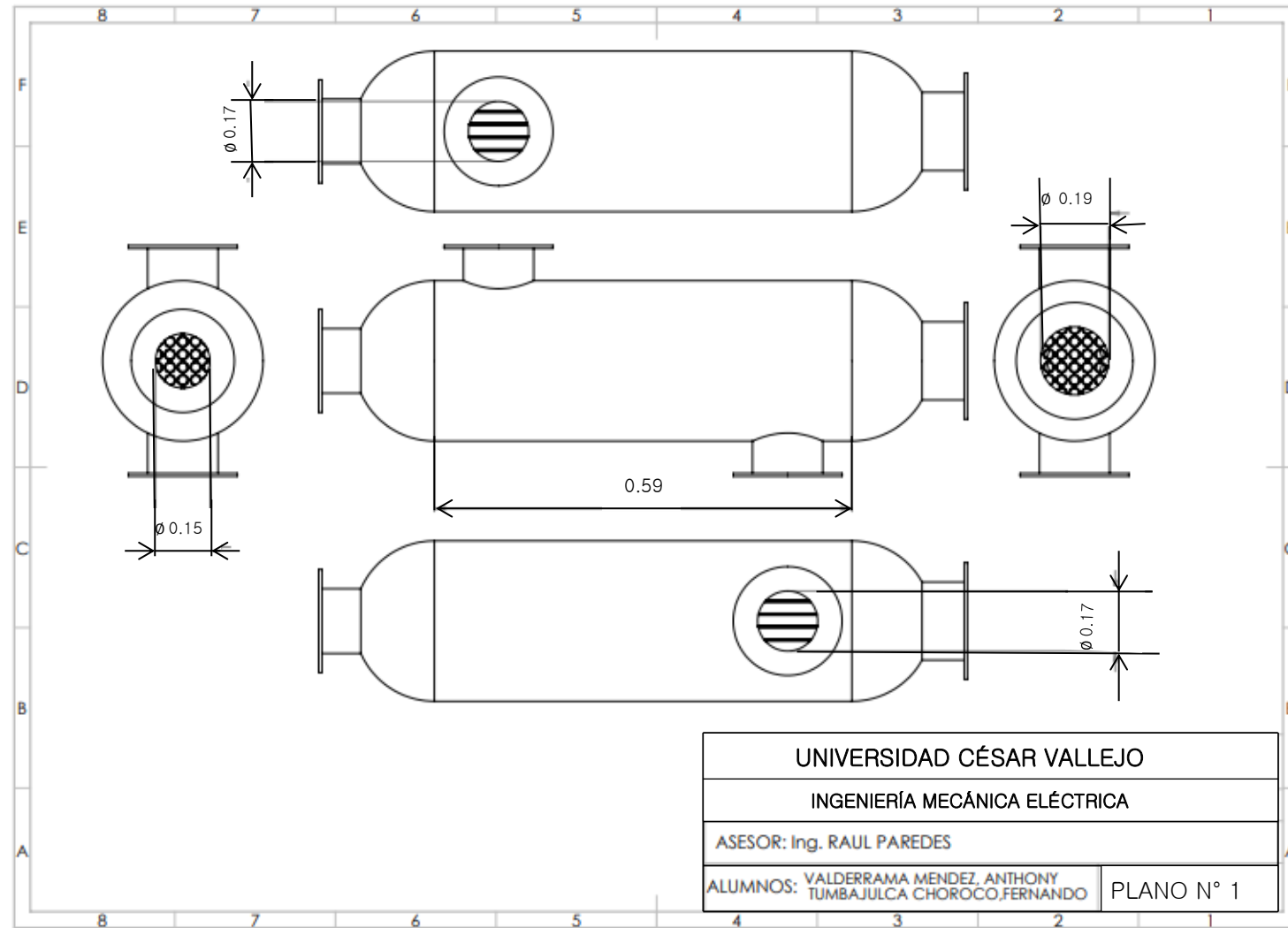
k) ¿Si han realizado, se puede afirmar que ha habido aumento de rendimiento o de potencia?

Aumento solo de potencia aumento de rendimiento aumento de los dos

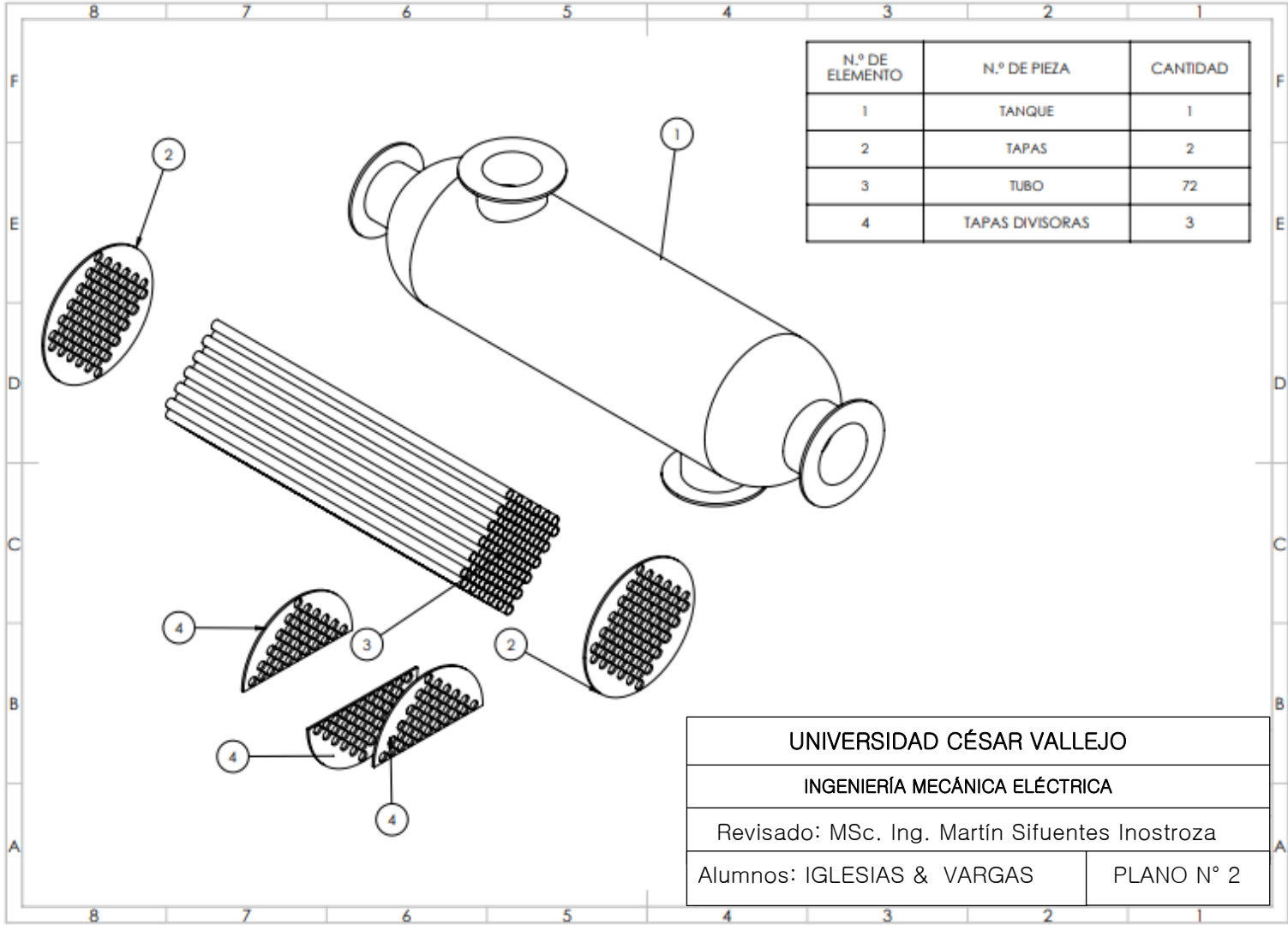
Anexo 3: SIMULACION EN EL PRECALENTADOR



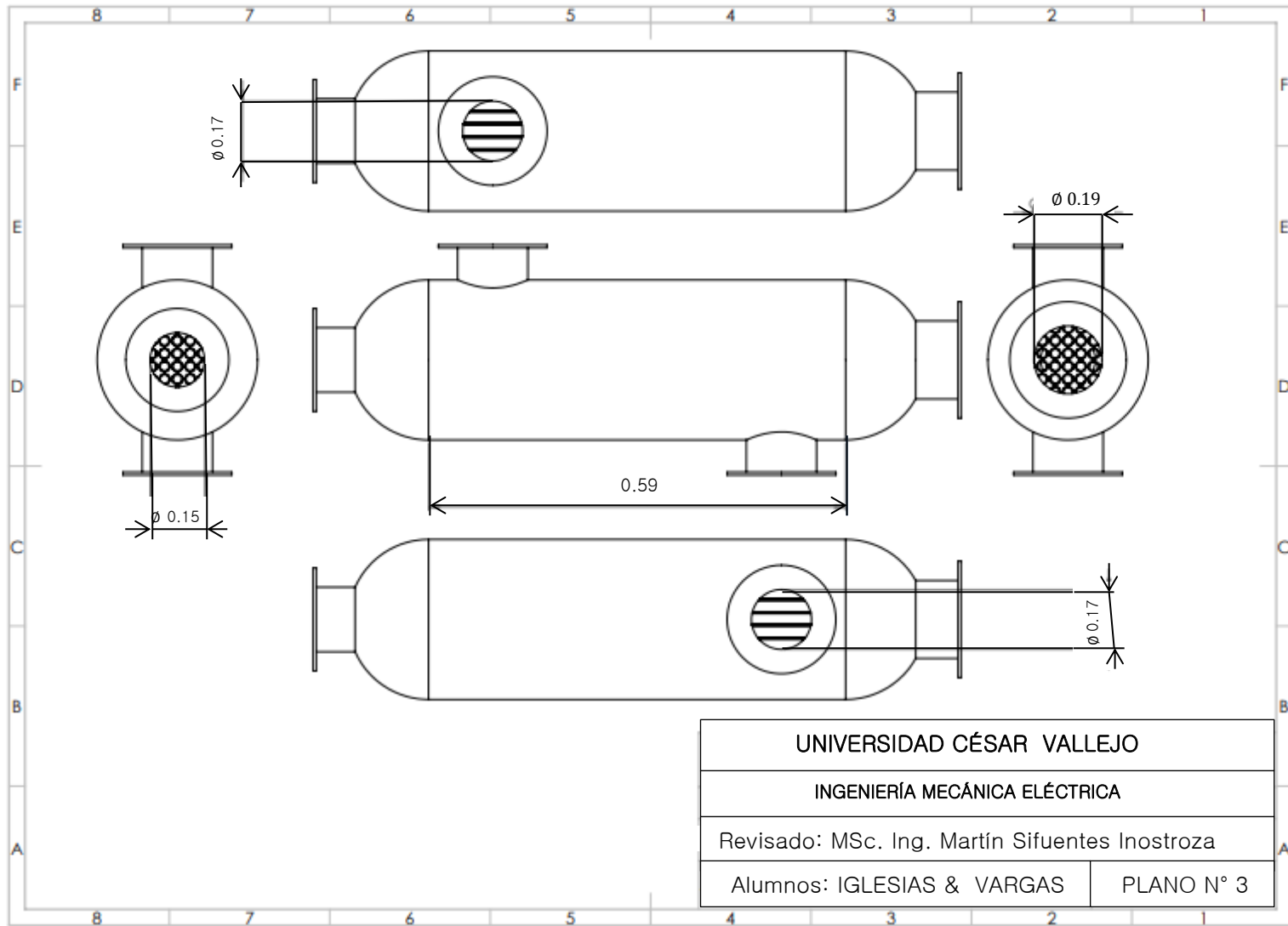
Anexo 4: PLANO DEL PRECALENTADOR (1)



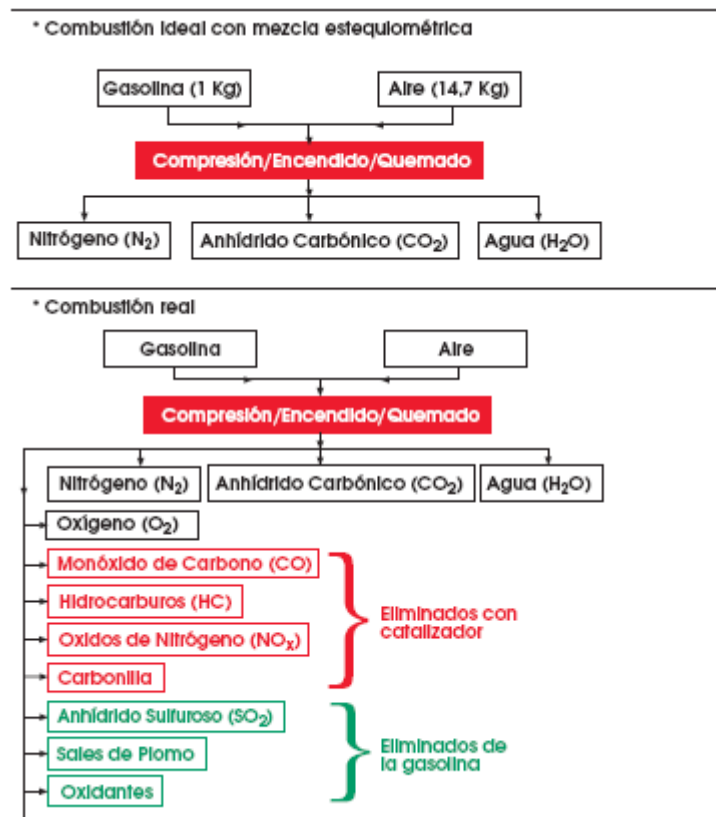
PLANO DEL PRECALENTADOR (2)



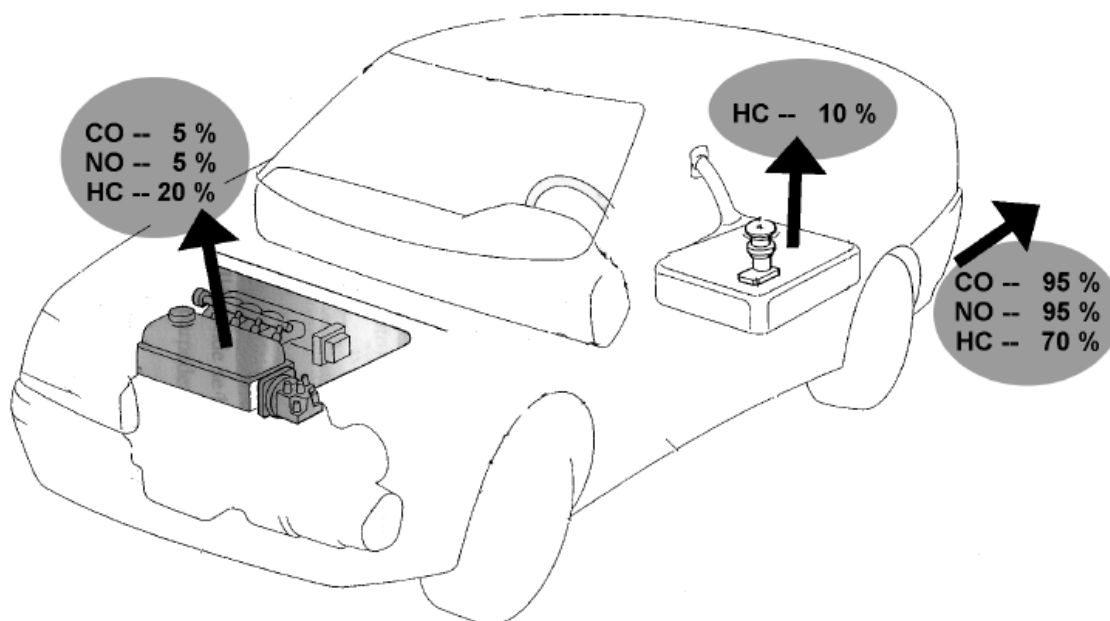
PLANO DEL PRECALENTADOR (3)



Anexo 5: Balance de combustión estequiométrica

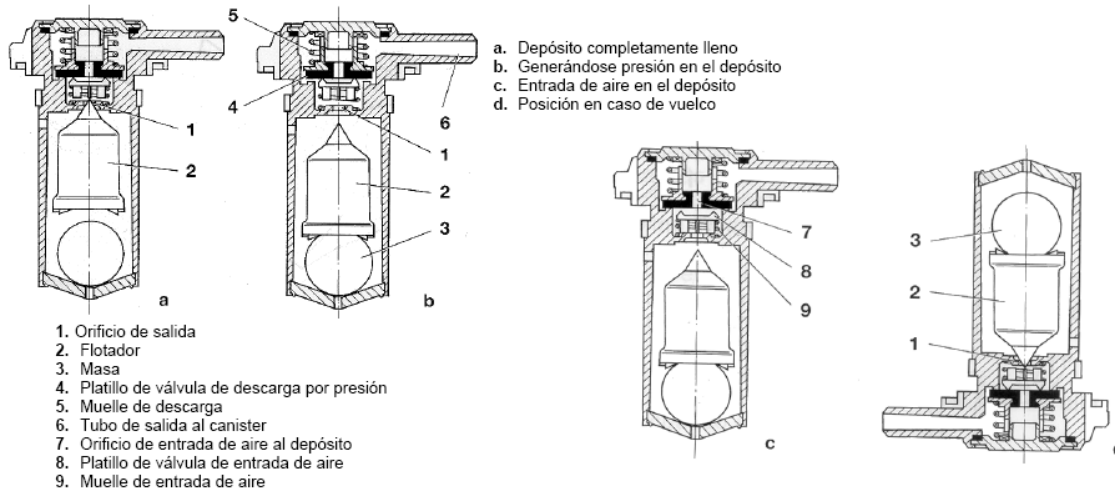


Anexo 6: Emisiones contaminantes de un motor a gasolina

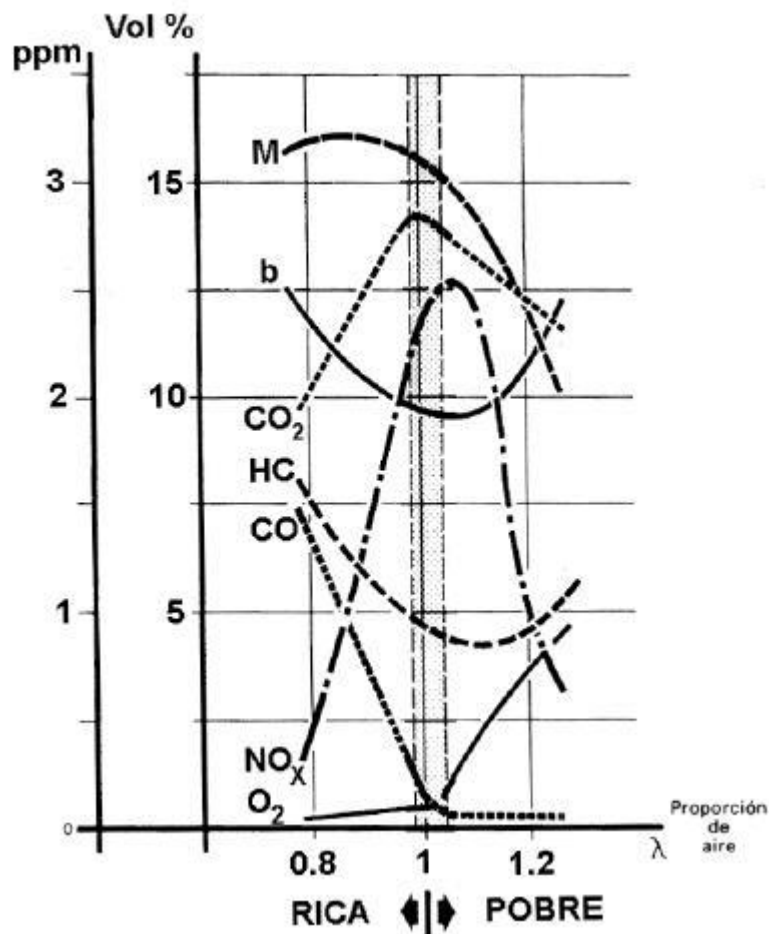


Parámetros del equipo inspeccionar

Anexo 5: válvula multifunción



Anexo 7: Diagrama de emisiones en el gas de escape



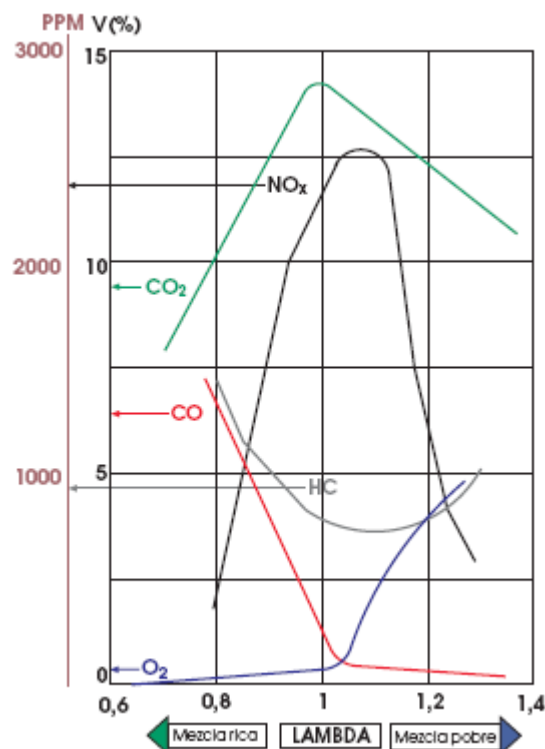
Anexo 8: Medidas a adoptar para reducir emisiones en gas de escape

$$\lambda = \frac{\text{Peso real de aire consumido por Kg de gasolina}}{\text{Peso teórico de aire que se debería consumir por Kg. de gasolina}} = \frac{X}{14,7}$$

Casos según mezcla real (x)			
X	Aire	Mezcla	λ
<14,7 =14,7 >14,7	Defecto Equilibrio Exceso	Rica Estequiométrica Pobre	<1 =1 >1

Mezcla	%	Consecuencias
Rica	<0,75 0,75 + 0,85 0,85 + 0,95	El motor se ahoga y la mezcla no inflama por lo que el motor deja de funcionar Mezcla demasiado rica, que en uso instantáneo, proporciona incrementos de potencia Potencia máxima en régimen continuo (pendiente, adelantamientos, etc.)
Normal	0,95 + 1,05	Conducción normal (regímenes de cruce)
Pobre	1,05 + 1,15 1,15 + 1,30 >1,30	Mínimo consumo con ligera pérdida de potencia Disminución considerable de potencia con aumento de consumo por pérdida de rendimiento El motor no funciona, no se propaga la llama

Anexo 9: Composición de los gases. Curva típica. Emisión de gases en función de Lambda para un motor genérico antes del Catalizador



Anexo 10: Resultados de ensayos de una estufa con gas natural.

TABLA I
ENSAYOS EN UNA ESTUFA DE TIRO BALANCEADO EMEGÉ – MOD. 9030 TB
PATAGONIA DE 3,5kW. CONDUCTOS CONCÉNTRICOS DE ENTRADA Y SALIDA.
COMBUSTIBLE: GAS NATURAL

Condiciones	Potencia (kw)	Exceso de aire (%)	Temp. de salida de gases (°C)	Composición a la salida (% v/v)			
				O ₂	CO ₂	CO	Hc (No quemados)
a T _{amb} = 18°C, p _{GN} ≈18mbar (sin regular)	3,4	6-8	420-430	1,4-1,8	11,0-10,7	0,001	-
	1,8	150	290	13,0	4,5	0,0002	-
b T _{amb} = 20°C, p _{GN} = 16mbar (regulada)	3,0-3,2	17-32	380-405	3,4-5,5	8,5-10,0	0,001	-
	1,6	230	270	15,0	3,3	0,0005	-

Anexo 11: Fotos de recuperador de calor con gases de escape

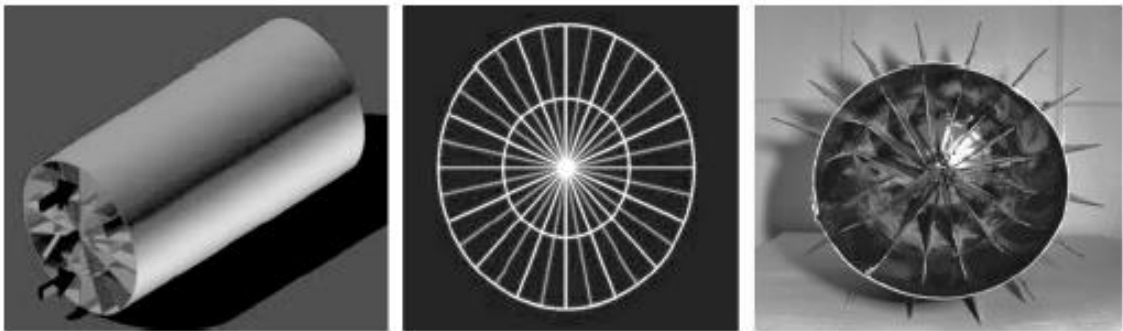


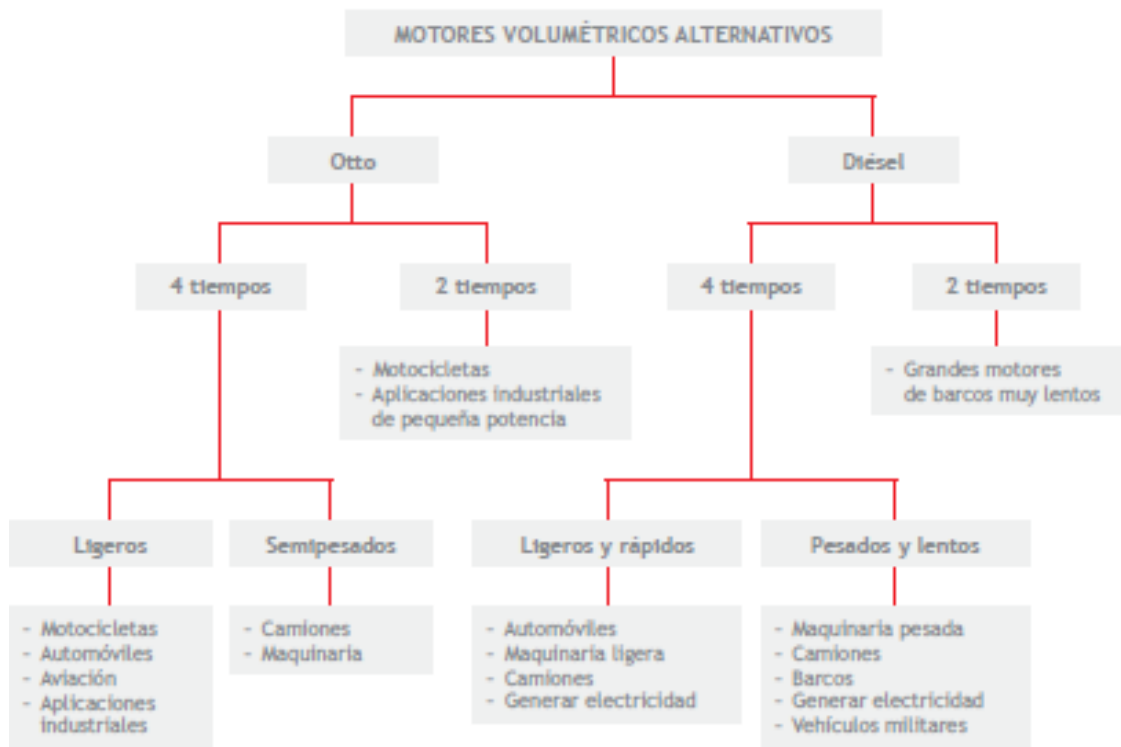
Figura 2. Esquema y fotografía del recuperador de calor incorporado a la estufa en reemplazo de los conductos de entrada y salida de gases estándar.

Anexo 12: Resultados de pruebas de aprovechamiento del calor de un gas residual

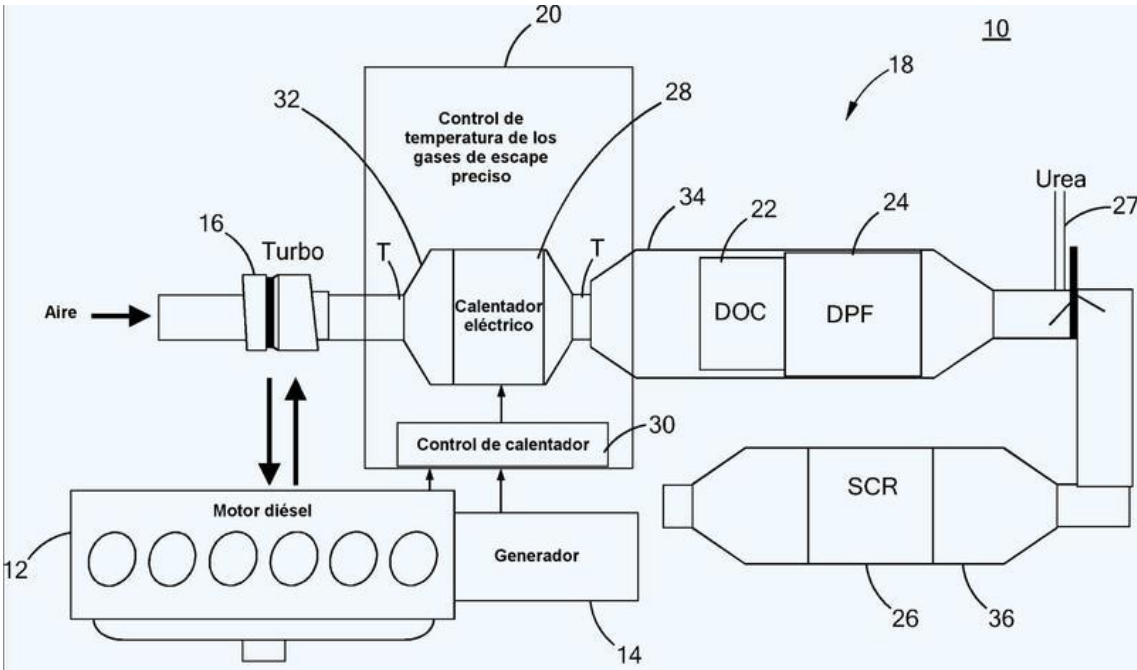
TABLA II
ENSAYOS PARA EL CONJUNTO ESTUFA DE TIRO BALANCEADO EMEGÉ MOD. 9030
TB PATAGONIA DE 3,5kW Y RECUPERADOR DE CALOR EN POSICIÓN VERTICAL
(TIRAJE TOTAL DEL SISTEMA 82cm). COMBUSTIBLE: GAS NATURAL

Condiciones	Potencia (kW)	Exceso de aire (%)	Temp. de salida de gases (°C)	Composición a la salida (% V/V)			
				O ₂	CO ₂	CO	HC (no quemados)
T _{amb} = 25°C, p _{GN} =16 mbar (regulada)	3,0	36-50	190-205	6,0-7,6	7,5-8,5	0,001	-
	1,4-1,5	240-260	140-150	15,3-15,6	3,0-3,3	0,0006	-

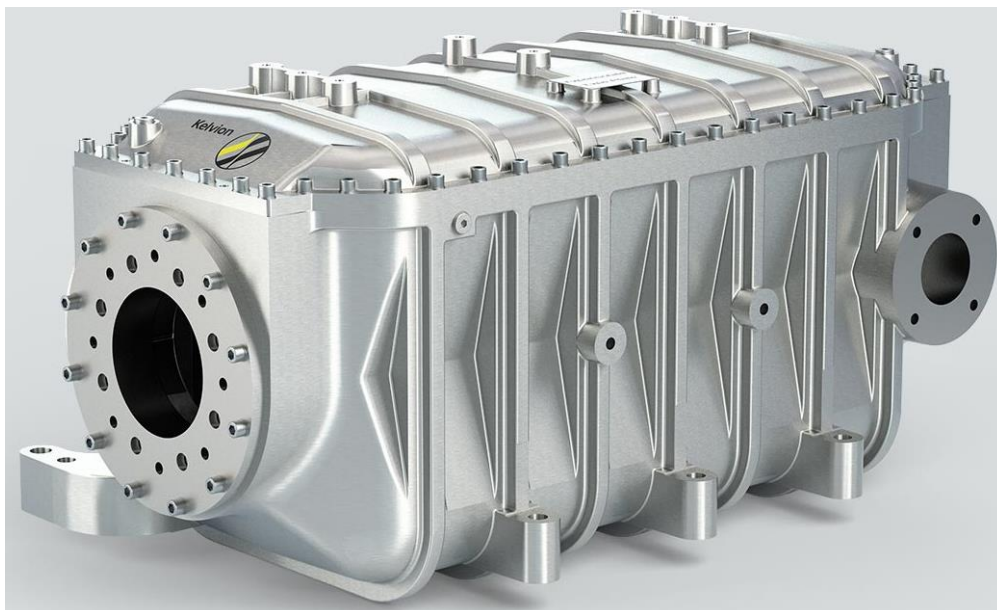
Anexo 13: Clasificación de motores volumétricos de combustión interna



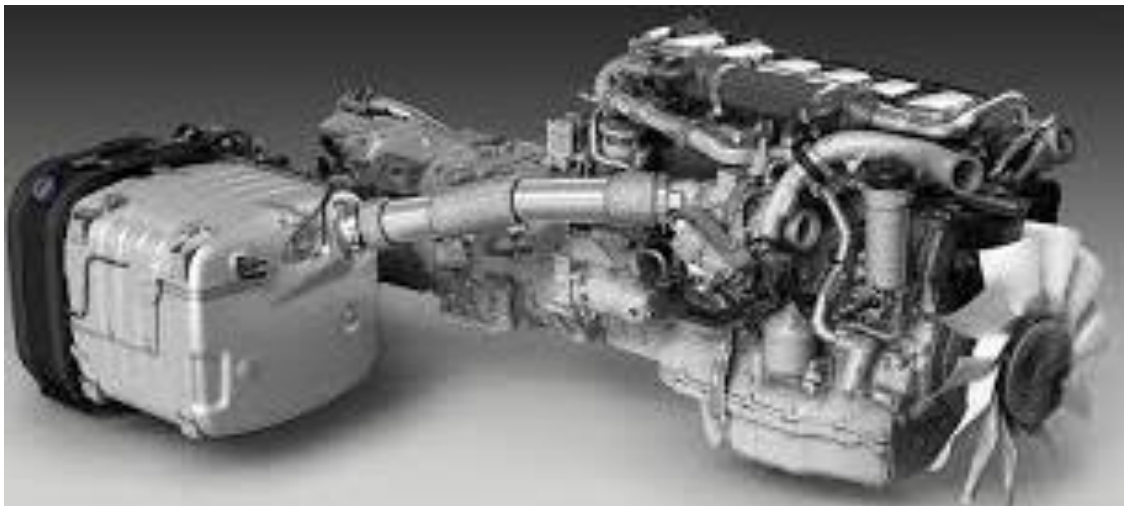
Anexo 14: Regeneración activa y pasiva asistida por calentamiento del aire en motor Diesel



Anexo 15: Recuperador de calor con gas de escape para motor de combustión interna



Anexo 16: Motor de combustión interna, con recuperador de calor y catalizador para tratamiento de gases residuales



Anexo 17: cuadro de variables

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Independiente: Potencia térmica de aire para combustión de intercambiador de calor, kw	Energía en el aire a condiciones de presión, flujo másico y temperatura (I. Carabodgean, 2013, p. 73)	Producto del flujo másico del aire, en kg/s por la entalpía del mismo, kJ/kg.	<ul style="list-style-type: none"> • Potencia térmica • Entalpía del aire, kJ/kg 	De Razón
Dependiente 1: Reducción del consumo de combustible, kw	Flujo másico de combustible para desarrollar potencia en motor de combustión interna (N. Vintila, 2003, p. 94)	Relación entre el trabajo desarrollado y la velocidad del motor, en la unidad de tiempo, kJ/kg	Kg cble/km	De razón
Dependiente 2: Rendimiento térmico del motor vehicular, %	Aprovechamiento del flujo térmico que ingresa al motor de combustión interna, que se transforma en potencia mecánica, en su eje	Es la relación entre la potencia mecánica en el eje del motor térmico, en kw, y la potencia térmica total en los gases calientes, kw; (N. Vintila, 2003, p. 134)	Kw-mecánico/kw-termico	De razón
Dependiente 3: Emisiones de gases contaminantes	Productos de la combustión del combustible en motor térmico, como CO ₂ , CO, SO ₂ , que forman la lluvia ácida, (N. Vintila, 2003, p. 121)	Gases producidos que abandonan el motor térmico a condiciones residuales de presión y temperatura, que causan daño a la atmósfera	Kg CO ₂ /kgCble Kg SO ₂ /kgcble	

Anexo 18: Certificado de validez de contenido del instrumento.

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ITEM	CRITERIOS DE EVALUACIÓN						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse una tabla por favor indique)
	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Cantidad ³		
	Si	No	Si	No	Si	No	
1	X		X		X		
2	X		X		X		
3	X		X		X		
4							
Aspectos generales					Si	No	
Los instrumentos contiene instrucciones claras y precisas para el correcto llenado de parámetros.					X		
Los items permiten lograr la obtención de data importante para la investigación.					X		
Los items son suficientes para la recolección de información. En caso sea la respuesta negativa sugiera añadir items.					X		
VALIDEZ							
APLICABLE				NO APICABLE			
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES							

¹ Corresponde al concepto teórico formulado de las variables y/o dimensiones.

² Los items están apropiados para representar los indicadores y variables.

³ No se encuentra ninguna dificultad para el llenado de los cuadros siendo conciso, exacto y directo.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO.

Apellidos y nombres: **BOLAÑOS GRAU ELMER ALFREDO**

Profesión: **INGENIERO MECANICO**

Especialidad: **MECANICO**

ELMER BOLAÑOS GRAU
INGENIERO MECANICO
CIP 64560

Firma del experto.

C.I.P.: **64560**

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ITEM	CRITERIOS DE EVALUACIÓN						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse una tabla por favor indique)
	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Cantidad ³		
	Si	No	Si	No	Si	No	
1	X		X		X		
2	X		X		X		
3	X		X		X		
4							
Aspectos generales					Si	No	
Los instrumentos contiene instrucciones claras y precisas para el correcto llenado de parámetros.					X		
Los items permiten lograr la obtención de data importante para la investigación.					X		
Los items son suficientes para la recolección de información. En caso sea la respuesta negativa sugiera añadir items.					X		
VALIDEZ							
APLICABLE				X	NO APLICABLE		
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES							

¹ Corresponde al concepto teórico formulado de las variables y/o dimensiones.

² Los items están apropiados para representar los indicadores y variables.

³ No se encuentra ninguna dificultad para el llenado de los cuadros siendo conciso, exacto y directo.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO.

Apellidos y nombres: DURAND BAZAN, CRISTIAN OLIVER

Profesión: Ingeniero Técnico Electricista

Especialidad: Técnico

Firma del experto.

C.I.P.: 189641

Cristian Oliver Durand Bazán
ING. MECANICO ELECTRICISTA
R. CIP. N° 189641

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ITEM	CRITERIOS DE EVALUACIÓN						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse una tabla por favor indique)
	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Cantidad ³		
	Si	No	Si	No	Si	No	
1	X		X		X		
2	X		X		X		
3	X		X		X		
4							
Aspectos generales					Si	No	
Los instrumentos contiene instrucciones claras y precisas para el correcto llenado de parámetros.					X		
Los items permiten lograr la obtención de data importante para la investigación.					X		
Los items son suficientes para la recolección de información. En caso sea la respuesta negativa sugiera añadir items.					X		
VALIDEZ							
APLICABLE				X	NO APICABLE		
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES							

¹ Corresponde al concepto teórico formulado de las variables y/o dimensiones.

² Los items están apropiados para representar los indicadores y variables.

³ No se encuentra ninguna dificultad para el llenado de los cuadros siendo conciso, exacto y directo.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO.

Apellidos y nombres: TELLO VIDARTE JUAN CARLOS,

Profesión: INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA,

Especialidad: INGENIERO MECANICO,

Firma del experto.

C.I.P.:


Juan Carlos Tello Vidarte
 ING. MECANICO ELECTRICISTA
 R. C.I.P. N° 225131

ANEXO 19: CERTIFICACIÓN DE CALIBRACIÓN DE ANALIZADO DE GASES:





Laboratorios Butec, S.L.

Laboratorio de Calibración y Verificación

Polígono Ind. de Villalonquén, C/ Condado de Treviño nº 65-B
09001 - BURGOS

Tel: 947.29.86.72 - 947.29.87.46 Fax: 947.29.85.94

CERTIFICADO DE CALIBRACIÓN

DE ANALIZADOR DE GASES

CERTIFICADO N° : C-020121/03

Fecha de calibración : 05/01/2021

Lugar de realización de la calibración : Huanchaco-Trujillo

Peticionario : CERTIFICADORA ANDINA S.A.C

I.T.V. : C.I.V. TRUJILLO

Dirección : Vía de Evitamiento Lt. VD-234-III Sector Huanchaquito

Ciudad : Huanchaco-Trujillo LA LIBERTAD



CERTIFICADO DE CALIBRACION

Certificate of Calibration

Número **C-020121/03**

Number

Página 1 de 3 páginas

Page 1 of 3 pages

Laboratorios Butec, S.L. - Laboratorio de Calibración y Verificación

Polígono Ind. de Villalonquéjar, C/ Condado de Treviño nº 65-B

09001 - BURGOS

Tel : 947.29.86.72 - 947.29.87.46 Fax : 947.29.85.94



OBJETO

Item

Analizador de 4 gases

MARCA

Mark

HISTRON

MODELO

Model

ANOI 5

IDENTIFICACIÓN

Identification

ANOI0024012

(Código equipo: 0002-ANOI-L01-03)

SOLICITANTE

Applicant

C.I.V. TRUJILLO

Vía de Evitamiento Lt. VD-234-III Sector Huanchaquito

Huanchaco-Trujillo

LA LIBERTAD

FECHA DE CALIBRACIÓN

Date of calibration

05/01/2021

Signatario/s autorizado/s

Authorized signatory/ies

Fecha de emisión

Date of issue

26/01/2021

**Javier
Catalan**

Firmado digitalmente por Javier
Catalan
Nombre de reconocimiento (DN):
cn=Javier Catalan, o=Laboratorios
Butec S.L., ou,
email=lb@laboratoriosbutec.es, c=<n
Fecha: 2021.01.26 09:48:47 +0100'

Fdo. Director Técnico

Javier Catalán García

Los patrones utilizados están calibrados por un organismo competente que asegura su trazabilidad con patrones de medida nacionales e internacionales.

The standards used are calibrated by a competent body which assessed its traceability with national or international measurement standards.



1.- IDENTIFICACIÓN DEL EQUIPO

Denominación: **Analizador de 4 gases**
Fabricante: **HISTRON**
Modelo: **ANOI 5**
Nº de serie: **ANOI0024012**
Código de equipo: **0002-ANOI-L01-03**
Fecha recepción:
Ubicación del equipo: **C.I.V. TRUJILLO**
Vía de Evitamiento Lt. VD-234-III Sector Huanchaquito
Huanchaco-Trujillo LA LIBERTAD
Línea: **01**
Lugar de calibración: **Huanchaco-Trujillo**

2.- METODOLOGÍA

La calibración se realiza de acuerdo con el Procedimiento Específico: **IC-ME-031**

3.- PATRONES EMPLEADOS

Botella de mezclas de C. M.B.-Lambda, con código de laboratorio 08/82 y con nº de certificado 8134
Botella de mezclas de C. B., con código de laboratorio 08/83 y con nº de certificado 8444
Botella de mezclas de C. M., con código de laboratorio 08/84 y con nº de certificado 8443
Botella de mezclas de C. A., con código de laboratorio 08/85 y con nº de certificado 8445
Termohigrómetro digital con código de laboratorio 09/07 y con nº de certificado 039136

4.- TRAZABILIDAD

Los patrones e instrumentos empleados en la calibración tienen garantizada su trazabilidad a través de los laboratorios reconocidos por ENAC u otra entidad de EA (European cooperation for Accreditation)

5.- CONDICIONES AMBIENTALES

Temperatura media : 15,4 °C
Humedad relativa del aire : < 90 %

6.- OBSERVACIONES

Los resultados contenidos en el presente certificado se refieren al momento y las condiciones en que se realizaron las mediciones.

El laboratorio que lo emite no se responsabiliza de los perjuicios que puedan derivarse del uso inadecuado de los instrumentos calibrados.

Este certificado no atribuye al equipo otras características que las mostradas por los datos en él contenidos.
Se adjunta etiqueta de calibración.

7.- FACTOR PROPANO / HEXANO

P.E.F.: 0,491

8.- RESULTADOS OBTENIDOS EN LA CALIBRACION

Los valores certificados, (V_i), se han tomado del correspondiente certificado de calibración de los patrones de gas.
La lectura media de los componentes de la mezcla de gas (y_i) y la lectura media del valor de λ (y_λ) se ha obtenido con 4 medidas.

El valor calculado de λ , (V_λ), se ha obtenido mediante la ecuación de Brettshneider.



COMPONENTE	VALOR CERTIFICADO (Vm)	LECTURA MEDIA (y)	Cc	U
Monóxido de carbono CO	0,20028 % vol	0,212 % vol	-0,012 % vol	0,003 % vol
	0,5029 % vol	0,511 % vol	-0,008 % vol	0,004 % vol
	1 % vol	1,016 % vol	-0,016 % vol	0,006 % vol
	5,034 % vol	5,003 % vol	0,031 % vol	0,026 % vol
COMPONENTE	VALOR CERTIFICADO (Vm)	LECTURA MEDIA (y)	Cc	U
Dióxido de carbono CO2	14,97 % vol	15,06 % vol	-0,09 % vol	0,08 % vol
	6,027 % vol	5,98 % vol	0,05 % vol	0,04 % vol
	10,03 % vol	9,98 % vol	0,05 % vol	0,06 % vol
	14,01 % vol	14,01 % vol	0 % vol	0,08 % vol
COMPONENTE	VALOR CERTIFICADO (Vm)	LECTURA MEDIA (y)	Cc	U
Oxígeno O2	0,20089 % vol	0,22 % vol	-0,02 % vol	0,01 % vol
	1,004 % vol	1,07 % vol	-0,07 % vol	0,01 % vol
	9,99 % vol	10,02 % vol	-0,03 % vol	0,06 % vol
	20,84 % vol	20,85 % vol	-0,01 % vol	0,11 % vol
COMPONENTE	VALOR CERTIFICADO (Vm)	LECTURA MEDIA (y)	Cc	U
Hidrocarburos HC	49 ppm vol	53,2 ppm vol	-4,2 ppm vol	2 ppm vol
	98 ppm vol	105 ppm vol	-7 ppm vol	1 ppm vol
	295 ppm vol	300 ppm vol	-5 ppm vol	3 ppm vol
	981 ppm vol	1000,2 ppm vol	-19,2 ppm vol	6 ppm vol
RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE	VALOR CALCULADO (Vm)	LECTURA MEDIA (y)	Cc	U
λ	1,002	1,003	-0,001	0,001



La corrección de calibración (C_c) es la diferencia del valor certificado (V_m) y la lectura media (y).
En el cálculo de la incertidumbre (U) se han tenido en cuenta las siguientes contribuciones: patrón de gas, proceso de calibración, proceso de medición y resolución.

La incertidumbre expandida de medida se ha obtenido multiplicando la incertidumbre típica de medida por el factor de cobertura $k=2$ que, para una distribución normal, corresponde a una probabilidad de cobertura de aproximadamente el 95 %. La incertidumbre típica de medida se ha determinado conforme al documento EA-4/02.

Las unidades del instrumento están relacionadas con las del Sistema Internacional por:

$$\% \text{ vol} = 10^{-2} \text{ mol/mol}; \quad \text{ppm vol} = 10^{-6} \text{ mol/mol}$$